

CHAPITRE 2. — *Modifications de l'arrêté du Gouvernement flamand du 13 novembre 2020 relatif au mécanisme de protection flamand ter*

Art. 4. À l'article 1er, 9°, de l'arrêté du Gouvernement flamand relatif au mécanisme de protection flamand pour les entreprises qui subissent une baisse de leur chiffre d'affaires en raison des mesures intensifiées de lutte contre le coronavirus prises le 28 octobre 2020 et modifiant les articles 1er, 3 et 4 de l'arrêté du Gouvernement flamand du 23 octobre 2020 relatif au mécanisme de protection flamand pour les entreprises qui subissent une baisse de leur chiffre d'affaires en raison des mesures intensifiées de lutte contre le coronavirus prises les 6 et 16 octobre 2020, et ajoutant une annexe à cet arrêté et modifiant l'article 6 de l'arrêté du Gouvernement flamand du 20 mars 2020 accordant de l'aide aux entreprises qui doivent obligatoirement être fermées à la suite des mesures relatives au coronavirus prises par le Conseil national de sécurité à partir du 12 mars 2020, le membre de phrase « au 1er octobre 2020 » est remplacé par le membre de phrase « au 16 novembre 2020 ».

Art. 5. À l'article 5, 5°, du même arrêté, le membre de phrase « 1er octobre 2020 » est remplacé par le membre de phrase « 16 novembre 2020 ».

CHAPITRE 3. — *Dispositions finales*

Art. 6. Le Ministre flamand ayant l'économie dans ses attributions est chargé de l'exécution du présent arrêté.

Art. 7. Le présent arrêté entre en vigueur le 4 janvier 2021, à l'exception des articles 4 et 5, lesquels entrent en vigueur le jour de la publication de l'arrêté du Gouvernement flamand relatif au mécanisme de protection flamand pour les entreprises qui subissent une baisse de leur chiffre d'affaires en raison des mesures intensifiées de lutte contre le coronavirus prises le 28 octobre 2020 et modifiant les articles 1er, 3 et 4 de l'arrêté du Gouvernement flamand du 23 octobre 2020 relatif au mécanisme de protection flamand pour les entreprises qui subissent une baisse de leur chiffre d'affaires en raison des mesures intensifiées de lutte contre le coronavirus prises les 6 et 16 octobre 2020, et ajoutant une annexe à cet arrêté et modifiant l'article 6 de l'arrêté du Gouvernement flamand du 20 mars 2020 accordant de l'aide aux entreprises qui doivent obligatoirement être fermées à la suite des mesures relatives au coronavirus prises par le Conseil national de sécurité à partir du 12 mars 2020.

Bruxelles, le 1^{er} décembre 2020.

Le Ministre-Président du Gouvernement flamand,

J. JAMBON

La Ministre flamande de l'Économie, de l'Innovation, de l'Emploi, de l'Économie sociale et de l'Agriculture,

H. CREVITS

VLAAMSE OVERHEID

[C - 2020/16235]

9 OKTOBER 2020. — Besluit van de Vlaamse Regering houdende wijziging van het Energiebesluit van 19 november 2010, betreffende de omzetting van Richtlijn 2018/844/EU en betreffende diverse bepalingen inzake de energie-efficiëntie. — Erratum

In het *Belgisch Staatsblad* van 28 oktober 2020, 2e editie, werd bovenstaand besluit gepubliceerd.

In de Franse vertaling ontbraken de 3 bijlagen.

Hieronder de vertaling van de 3 bijlagen bij het besluit.

TRADUCTION

AUTORITE FLAMANDE

[C - 2020/16235]

9 OCTOBRE 2020. — Arrêté du Gouvernement flamand modifiant l'arrêté relatif à l'énergie du 19 novembre 2010, concernant la transposition de la directive 2018/844/UE et concernant diverses dispositions en matière d'efficacité énergétique. — Erratum

L'arrêté susmentionné a été publié au *Moniteur belge* du 28 octobre 2020, 2^e édition.

La traduction française des 3 annexes manquait.

Ci-dessous suit la traduction des 3 annexes de l'arrêté.

Annexe 1re à l'arrêté du Gouvernement flamand modifiant l'arrêté relatif à l'énergie du 19 novembre 2010, concernant la transposition de la directive 2018/844/UE et concernant diverses dispositions en matière d'efficacité énergétique

Annexe V - Méthode PER

**MÉTHODE DE DÉTERMINATION DU NIVEAU DE CONSOMMATION D'ÉNERGIE PRIMAIRE
DES UNITÉS RÉSIDENTIELLES**

Table des matières

AVANT-PROPOS.....	7
1 RÉFÉRENCES VERS D'AUTRES TEXTES.....	8
1.1 Liste des annexes au présent arrêté.....	8
1.2 Normes.....	8
2 DÉFINITIONS.....	11
3 SYMBOLES, ABRÉVIATIONS ET INDICES.....	16
3.1 Symboles et abréviations.....	16
3.2 Indices.....	18
4 STRUCTURE DE LA MÉTHODE.....	22
5 SCHÉMATISATION DU BÂTIMENT.....	23
5.1 Principe.....	23
5.2 Subdivision du bâtiment.....	23
5.3 Subdivision de l'unité PER en zones de ventilation et en secteurs énergétiques.....	24
5.3.1 Principe.....	24
5.3.2 Division en zones de ventilation et en secteurs énergétiques.....	25
5.3.3 Volume et surfaces des parois d'un secteur énergétique.....	26
5.3.4 Absence de système de chauffage.....	26
6 NIVEAU DE CONSOMMATION D'ÉNERGIE PRIMAIRE.....	27
7 BESOINS NETS EN ÉNERGIE POUR LE CHAUFFAGE ET L'EAU CHAUDE SANITAIRE.....	29
7.1 Principe.....	29
7.2 Besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage des locaux par secteur énergétique.....	29
7.3 Besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire.....	30
7.4 Déperditions de chaleur mensuelles par transmission et par ventilation	32
7.4.1 Principe.....	32
7.4.2 Règle de calcul.....	32
7.5 Gains de chaleur mensuels par ensoleillement et par production interne de chaleur	32

7.6	Taux d'utilisation des gains de chaleur mensuels	33
7.6.1	<i>Calcul détaillé de la capacité thermique effective du secteur énergétique i</i>	34
7.6.2	<i>Calcul simplifié de la capacité thermique effective du secteur énergétique i</i>	34
7.7	Coefficient de transfert thermique par transmission	35
7.7.1	<i>Principe</i>	35
7.7.2	<i>Règle de calcul</i>	36
7.8	Coefficient de transfert thermique par ventilation	37
7.8.1	<i>Principe</i>	37
7.8.2	<i>Règle de calcul</i>	37
7.8.3	<i>Coefficient de transfert thermique par in/exfiltration</i>	38
7.8.4	<i>Débit d'infiltration et d'exfiltration</i>	39
7.8.5	<i>Coefficient de transfert thermique par ventilation hygiénique</i>	40
7.8.6	<i>Débit de ventilation hygiénique</i>	41
7.8.7	<i>Coefficient de transfert thermique par surventilation</i>	41
7.8.8	<i>Coefficient de transfert thermique par ventilation par l'ouverture manuelle des parties ouvrantes</i>	42
7.8.9	<i>Potentiel de ventilation intensive</i>	43
7.9	Gains de chaleur internes mensuels	44
7.9.1	<i>Principe</i>	44
7.9.2	<i>Règle de calcul</i>	44
7.10	Gains solaires mensuels	45
7.10.1	<i>Principe</i>	45
7.10.2	<i>Règle de calcul</i>	45
7.10.3	<i>Gains solaires par une paroi transparente</i>	45
7.10.4	<i>Gains solaires par un système d'énergie solaire passif non ventilé</i>	49
7.11	Besoins annuels nets en énergie pour le chauffage des locaux	50
8	RISQUE DE SURCHAUFFE ET REFROIDISSEMENT	52
8.1	<i>Principe</i>	52
8.2	<i>Détermination de l'indicateur de surchauffe</i>	53
8.3	<i>Probabilité conventionnelle d'installation d'un refroidissement actif</i>	55
8.4	<i>Paragraphe vide</i>	56
8.5	<i>Refroidissement</i>	56
8.6	<i>Systèmes de refroidissement par géo-cooling</i>	58
9	BESOINS BRUTS EN ÉNERGIE POUR LE CHAUFFAGE ET L'EAU CHAUDE SANITAIRE	62
9.1	<i>Préambule</i>	62
9.2	<i>Besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage</i>	63
9.2.1	<i>Principe</i>	63
9.2.2	<i>Rendement moyen mensuel du système</i>	64
9.3	<i>Besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire</i>	67
9.3.1	<i>Principe</i>	67
9.3.2	<i>Rendement du système pour l'eau chaude sanitaire</i>	68
10	CONSOMMATION FINALE D'ÉNERGIE POUR LE CHAUFFAGE, L'EAU CHAUDE SANITAIRE ET LE REFROIDISSEMENT	76
10.1	<i>Préambule</i>	76
10.2	<i>Consommation finale mensuelle d'énergie pour le chauffage des locaux</i> ..	76

10.2.1	Principe	76
10.2.2	Règle de calcul	76
10.2.3	Rendement de production pour le chauffage des locaux et l'humidification	83
10.3	Consommation finale mensuelle d'énergie pour l'eau chaude sanitaire ..	109
10.3.1	Principe	109
10.3.2	Règle de calcul	109
10.3.3	Rendements de production et de stockage pour l'eau chaude sanitaire 112	
10.4	Contribution énergétique utile mensuelle d'un système d'énergie solaire thermique	123
10.4.1	Contribution énergétique utile mensuelle d'un système d'énergie solaire thermique pour le chauffage des locaux et l'eau chaude sanitaire	123
10.4.2	Contribution énergétique utile mensuelle d'un système d'énergie solaire thermique pour l'eau chaude sanitaire	126
10.4.3	Énergie utile mensuelle pour l'eau chaude sanitaire fournie par le système d'énergie solaire thermique, compte tenu des pertes du ballon de stockage	126
10.4.4	Énergie utile mensuelle pour le chauffage des locaux fournie par le système solaire thermique	132
10.5	Consommation mensuelle équivalente d'énergie pour le refroidissement .	134
11	CONSOMMATION MENSUELLE D'ÉNERGIE AUXILIAIRE.....	135
11.1	Consommation mensuelle d'énergie pour les fonctions auxiliaires	135
11.1.1	Consommation d'énergie auxiliaire électrique pour la distribution	135
11.1.2	Consommation d'énergie auxiliaire électrique pour la production ..	138
11.1.3	Consommation d'énergie auxiliaire d'un système d'énergie solaire thermique	142
11.2	Consommation mensuelle d'électricité des ventilateurs	143
11.2.1	Principe	143
11.2.2	Consommation mensuelle d'électricité des ventilateurs - calcul simplifié (méthode 1)	143
11.2.3	Consommation mensuelle d'électricité des ventilateurs - calcul détaillé	147
11.3	Consommation mensuelle d'électricité pour le pré-refroidissement de l'air fourni	155
11.3.1	Consommation d'électricité de l'échangeur de chaleur sol-eau	156
11.3.2	Consommation d'électricité pour le refroidissement par évaporation	156
11.4	Consommation mensuelle d'électricité des systèmes de refroidissement par géo-cooling	157
12	PRODUCTION MENSUELLE D'ÉLECTRICITÉ DES SYSTÈMES D'ÉNERGIE SOLAIRE PHOTOVOLTAÏQUE SUR SITE ET DES INSTALLATIONS DE COGÉNÉRATION SUR SITE	158
12.1	Systèmes d'énergie solaire photovoltaïque	158
12.1.1	Principe	158
12.1.2	Règle de calcul	158
12.1.3	Facteur de correction pour l'ombrage	159
12.1.4	Facteur de réduction du système d'énergie solaire photovoltaïque .	159
12.2	Cogénération	160
12.2.1	Principe	160

12.2.2	<i>Production d'électricité</i>	160
13	CONSOMMATION D'ÉNERGIE PRIMAIRE.....	162
13.1	Préambule	162
13.2	La consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire	162
13.3	La consommation d'énergie primaire pour le chauffage des locaux	162
13.4	La consommation d'énergie primaire pour la préparation d'eau chaude sanitaire	163
13.5	La consommation d'énergie primaire des auxiliaires	164
13.6	La consommation équivalente d'énergie primaire pour le refroidissement	165
13.7	L'économie d'énergie primaire résultant de la production d'électricité de systèmes d'énergie solaire photovoltaïque	165
13.8	L'économie d'énergie primaire résultant de la production d'électricité d'installations de cogénération sur site	165
14	CHAPITRE VIDE.....	167
14.1	167	
15	CALCUL DE LA QUANTITÉ ANNUELLE D'ÉNERGIE RENOUELABLE PRODUITE ET/OU UTILISÉE PAR M ² DE SURFACE UTILE DE PLANCHER DANS L'UNITÉ PER	168
15.1	Introduction	168
15.2	Calcul de la quantité annuelle d'énergie renouvelable produite	168
15.3	Calcul de la quantité annuelle d'énergie renouvelable utilisée par des pompes à chaleur	168
15.4	Calcul de la quantité annuelle d'énergie renouvelable produite par des systèmes d'énergie solaire photovoltaïque	170
15.5	Calcul de la quantité annuelle d'énergie renouvelable produite par la biomasse	171
15.6	Calcul de la quantité annuelle d'énergie renouvelable produite par des systèmes d'énergie solaire thermique	172
15.7	Calcul de la quantité annuelle d'énergie renouvelable via une fourniture de chaleur externe	173
BIJLAGE A	TRAITEMENT DES ESPACES ADJACENTS NON CHAUFFÉS (EANC).....	176
A.1	Possibilité 1	176
A.2	Possibilité 2	176
BIJLAGE B	LE DÉBIT DE VENTILATION HYGIÉNIQUE.....	178
B.1	Détermination du facteur de multiplication $m_{sec\ i}$ pour le débit.....	179
B.1.1	<i>Ventilation naturelle</i>	179
B.1.1.1	<i>Facteur de correction $r_{nat.supply,zone\ z}$</i>	179
B.1.1.2	<i>Facteur de correction $r_{nat.exh,zone\ z}$</i>	181
B.1.1.3	<i>Facteur de correction $r_{leak,stack,zone\ z}$</i>	181
B.1.2	<i>Ventilation mécanique simple flux par insufflation</i>	182
B.1.2.1	<i>Facteur de correction $r_{mech.supply,zone\ z}$</i>	182
B.1.3	<i>Ventilation mécanique simple flux par extraction</i>	184
B.1.3.1	<i>Facteur de correction $r_{mech.extr,zone\ z}$</i>	184
B.1.4	<i>Ventilation mécanique double flux</i>	186
B.1.4.1	<i>Facteur de correction $r_{all\ mech,zone\ z}$</i>	186
B.2	Facteur de réduction pour le préchauffage	187

B.3	Pré-refroidissement de l'air de ventilation	191
B.3.1	Règle de calcul.....	191
B.3.2	Échangeur de chaleur sol-eau.....	192
B.3.2.1	Effacité $e_{precool,m}$ du système de pré-refroidissement.....	192
B.3.2.2	Température de référence pour l'abaissement de température maximum $\theta_{precool,ref,max,m}$	192
B.3.3	Refroidissement par évaporation.....	196
B.3.3.1	Effacité $e_{precool,m}$ du système de pré-refroidissement.....	196
B.3.3.2	Température de référence pour l'abaissement de température maximum $\theta_{precool,ref,max,m}$	196
BIJLAGE C	L'ENSOLEILLEMENT MENSUEL.....	197
C.1	Introduction	197
C.2	Schématisation de l'ombrage	197
C.2.1	Généralités.....	197
C.2.2	Géométrie d'un obstacle.....	197
C.2.3	Géométrie des saillies.....	197
C.2.4	Valeurs par défaut.....	198
C.3	Ensoleillement mensuel d'un plan non ombragé	198
C.3.1	Ensoleillement total.....	198
C.3.2	Ensoleillement direct.....	199
C.3.3	Ensoleillement diffus.....	201
C.3.4	Ensoleillement réfléchi.....	202
C.4	Ensoleillement mensuel d'un plan ombragé	202
C.4.1	Pour un angle d'obstruction $\alpha_h \leq 60^\circ$	202
C.4.1.1	Ensoleillement total	202
C.4.1.2	Ensoleillement direct	203
C.4.1.3	Ensoleillement diffus	203
C.4.1.4	Ensoleillement réfléchi	204
C.4.2	Pour un angle d'obstruction $\alpha_h > 60^\circ$	204
C.4.2.1	Ensoleillement $I_{s,m,j,shad,obst}$ from build	204
C.4.2.2	Facteur d'ombrage	204
C.4.2.3	Facteur d'ombrage dû à des obstacles environnants d'un angle d'obstruction de 60°	205
C.5	Facteur d'utilisation $a_{c,m,j}$: tableaux.....	207
BIJLAGE D	LE RENDEMENT D'ÉMISSION.....	214
D.1	Temps de fonctionnement conventionnel du système d'émission de chaleur.....	214
D.2	Température moyenne de l'eau dans le circuit d'émission	214
D.3	Radiateurs	215
D.4	Chauffage par le sol	217
D.5	Chauffage mural	218
BIJLAGE E	LES DÉPERDITIONS DE DISTRIBUTION.....	220
E.1	Rendement de distribution	220
E.2	Les déperditions de chaleur du réseau de distribution de chaleur	221
E.3	Détermination de la résistance thermique linéaire	222
E.3.1	Conduites et conduits circulaires.....	222
E.3.2	Conduits rectangulaires.....	223
E.3.3	Conduites souterraines.....	223

BIJLAGE F RAPPORT DU POUVOIR CALORIFIQUE INFÉRIEUR AU POUVOIR CALORIFIQUE SUPÉRIEUR DE DIFFÉRENTS COMBUSTIBLES	224
BIJLAGE G DÉTERMINATION DU RENDEMENT THERMIQUE D'UN RÉCUPÉRATEUR DE CHALEUR..	225
G.1 Mesure	225
<i>G.1.1 Spécifications pour un essai selon la norme NBN EN 308.....</i>	<i>225</i>
<i>G.1.2 Spécifications pour un essai selon la norme NBN EN 13141-7 ou la norme NBN EN 13141-8</i>	<i>227</i>
G.2 Calcul	227

Avant-propos

La présente annexe décrit la méthode de détermination du niveau de consommation d'énergie primaire (niveau E) d'un bâtiment résidentiel. Le niveau E tient compte à la fois du bâtiment et des installations de chauffage, de ventilation, d'eau chaude sanitaire, de refroidissement ainsi que de l'utilisation d'une énergie durable. Cette combinaison de possibilités constructives, de choix au niveau des techniques d'installation et de production d'énergie durable permet à l'auteur de projet d'adopter les moyens les plus appropriés pour satisfaire aux exigences imposées.

Le ministre peut définir des spécifications complémentaires pour calculer l'impact des atriums ou des doubles façades ventilées sur les performances énergétiques d'une unité PER.

1 Références vers d'autres textes

1.1 Liste des annexes au présent arrêté

Dans ce texte, il est fait référence aux annexes au présent arrêté. Les titres complets de ces annexes sont les suivants.

- Annexe V : Méthode de détermination du niveau de consommation d'énergie primaire des unités résidentielles ;
- Annexe VI : Méthode de détermination du niveau de consommation d'énergie primaire des unités non résidentielles ;
- Annexe VII : Valeurs U maximales admissibles ou valeurs R minimales à réaliser ;
- Annexe VIII : Traitement des nœuds constructifs ;
- Annexe IX : Dispositifs de ventilation dans les bâtiments résidentiels ;
- Annexe X : Dispositifs de ventilation des immeubles non résidentiels.

1.2 Normes

Les annexes V à IX au présent arrêté font référence aux normes suivantes. Seule la version de norme portant la date mentionnée est applicable, à moins que le ministre ne signale explicitement son remplacement par une autre version. Les références normatives dans l'annexe X au présent arrêté sont énumérées dans cette annexe.

ARI Standard 560:2000	Absorption water chilling and water heating packages (ARI : Air-Conditioning and Refrigeration Institute)
ISO 15099:2003	Performance thermique des fenêtres, portes et stores - Calculs détaillés
NBN D 50-001:1991	Dispositifs de ventilation dans les bâtiments d'habitation
NBN EN 303-5	Chaudières de chauffage - Partie 5 : Chaudières spéciales pour combustibles solides, à chargement manuel et automatique, puissance utile inférieure ou égale à 500 kW - Définitions, exigences, essais et marquage
NBN EN 308:1997	Échangeurs thermiques - Procédures d'essai pour la détermination de la performance des récupérateurs de chaleur air/air et air/gaz
NBN EN 410	Verre dans la construction - Détermination des caractéristiques lumineuses et solaires des vitrages
NBN EN 1873:2016	Accessoires préfabriqués pour couverture - Lanterneaux ponctuels en matière plastique - Spécifications des produits et méthodes d'essais
NBN EN 1027:2000	Fenêtres et portes - Étanchéité à l'eau - Méthode d'essai
NBN EN 12309-2:2000	Appareils de climatisation et/ou pompes à chaleur à ab- et ad-sorption fonctionnant au gaz de débit calorifique sur PCI n'excédant pas 70 kW - Partie 2 : Utilisation rationnelle de l'énergie
NBN EN 12977-3:2012	Installations solaires thermiques et leurs composants - Installations assemblées à façon - Partie 3 : Méthodes d'essai des performances des dispositifs de stockage des installations de chauffage solaire de l'eau

NBN EN 13141-1:2004	Ventilation des bâtiments - Essais des performance des composants/produits pour la ventilation des logements - Partie 1 : Dispositifs de transfert d'air montés en extérieur et intérieur
NBN EN 13229	Foyers ouverts et inserts à combustibles solides - Exigences et méthodes d'essai
NBN EN 13240	Poêles à combustible solide - Exigences et méthodes d'essai
NBN EN 13141-7	Ventilation des bâtiments - Essais de performance des composants/produits pour la ventilation des logements - Partie 7 : Essais de performance des centrales double flux (y compris la récupération de chaleur) pour les systèmes de ventilation mécaniques prévus pour des logements individuels
NBN EN 13141-8	Ventilation des bâtiments - Essais de performance des composants/produits pour la ventilation des logements - Partie 8 : Essais de performance des unités de soufflage et d'extraction (y compris la récupération de chaleur) pour les systèmes de ventilation mécaniques non raccordés prévus pour une pièce
NBN EN 13829:2001	Performance thermique des bâtiments - Détermination de la perméabilité à l'air des bâtiments - Méthode de pressurisation par ventilateur
NBN EN 14134:2004	Ventilation des bâtiments - Essai de performances et contrôles d'installation des systèmes de ventilation résidentiels
NBN EN 14511:2011	Climatiseurs, groupes refroidisseurs de liquide et pompes à chaleur avec compresseur entraîné par moteur électrique pour le chauffage et la réfrigération des locaux
NBN EN 14785	Appareils de chauffage domestique à convection à granulés de bois - Exigences et méthodes d'essai
NBN EN 14825:2013	Climatiseurs, groupes refroidisseurs de liquide et pompes à chaleur avec compresseur entraîné par moteur électrique pour le chauffage et la réfrigération des locaux - Essais et détermination des caractéristiques à charge partielle et calcul de performance saisonnière
NBN EN 15250	Appareils de chauffage domestique à combustible solide à libération lente de chaleur - Exigences et méthodes d'essai
NBN EN 60034-1:2010	Machines électriques tournantes - Partie 1 : Caractéristiques assignées et caractéristiques de fonctionnement
NBN EN 60904-1:2007	Dispositifs photovoltaïques - Partie 1 : Mesure des caractéristiques courant-tension des dispositifs photovoltaïques
NBN EN ISO 9488:1998	Énergie solaire - Vocabulaire
NBN EN ISO 9806:2014	Énergie solaire - Capteurs thermiques solaires - Méthodes d'essai
NBN EN ISO 10211:2008	Ponts thermiques dans les bâtiments - Flux thermiques et températures superficielles - Calculs détaillés
NBN EN ISO 12241:1998	Isolation thermique des équipements de bâtiments et des installations industrielles - Méthodes de calcul

NBN EN ISO 13786:2017	Performance thermique des composants de bâtiment - Caractéristiques thermiques dynamiques - Méthodes de calcul
NBN EN ISO 13789:2008	Performance thermique des bâtiments - Coefficients de transfert thermique par transmission et par renouvellement d'air - Méthode de calcul
NBN EN ISO 13790:2004	Performance thermique des bâtiments - Calcul des besoins d'énergie pour le chauffage (remplace EN 832)
NBN EN ISO 52022-1	Performance énergétique des bâtiments - Propriétés thermiques, solaires et lumineuses des composants et éléments du bâtiment - Partie 1 : Méthode de calcul simplifiée des caractéristiques solaires et lumineuses pour les dispositifs de protection solaire combinés à des vitrages
NBN EN ISO 52022-3	Performance énergétique des bâtiments - Propriétés thermiques, solaires et lumineuses des composants et éléments du bâtiment - Partie 3 : Méthode de calcul détaillée des caractéristiques solaires et lumineuses pour les dispositifs de protection solaire combinés à des vitrages

2 Définitions

- **Espace adjacent non chauffé (EANC)** : espace adjacent situé en dehors d'un volume protégé et qui est non chauffé
- **Espace adjacent chauffé** : espace adjacent situé à l'intérieur d'un volume protégé. On peut distinguer 3 contextes différents :
 - Espace chauffé adjacent au volume protégé considéré. Par exemple, un espace situé à l'intérieur du volume protégé d'un bâtiment existant sur une parcelle attenante ou à l'intérieur du volume protégé d'une partie de bâtiment existante sur la même parcelle. Ce dernier cas peut s'appliquer, par exemple, lors de l'agrandissement d'un bâtiment.
 - Espace chauffé adjacent à l'unité PEB considérée. Par exemple :
 - un espace situé dans une unité PEB adjacente (à l'intérieur du même volume protégé),
 - un autre espace (auquel aucune exigence de performance énergétique n'est imposée) situé à l'intérieur du même volume protégé (par exemple, une cage d'escalier commune dans un immeuble à appartements,...),
 - un espace situé dans un volume protégé adjacent.
 - Espace chauffé adjacent au secteur énergétique considéré. Par exemple :
 - un espace situé dans un secteur énergétique adjacent (à l'intérieur de la même unité PEB),
 - un espace situé dans une unité PEB adjacente,
 - un autre espace situé à l'intérieur du même volume protégé,
 - un espace situé dans un volume protégé adjacent.

REMARQUE : voir aussi le § 5.2 en ce qui concerne les conventions relatives aux espaces situés dans des bâtiments ou parties de bâtiments existants adjacents.

- **Poêle à accumulation** : poêle avec une capacité de stockage de chaleur permettant de fournir encore de la chaleur après l'extinction du feu. Lors de la réalisation d'un test selon la norme NBN EN 15250, le laps de temps entre le moment où la température de surface maximale est atteinte et le moment où la différence de température par rapport à l'environnement tombe à 50 % doit être d'au moins 4 heures.
- **Taux d'utilisation des gains de chaleur** : fraction des gains de chaleur procurés par l'ensoleillement et les sources internes, qui réduit les besoins nets en énergie pour le chauffage du volume protégé.
- **Volume protégé** : volume de tous les espaces d'un bâtiment qui est isolé, du point de vue thermique, de l'environnement extérieur (air ou eau), du sol et de tous les espaces adjacents qui ne font pas partie d'un volume protégé.
- **Biocarburant** : combustible gazeux ou liquide produit à titre principal (plus de 50 %) à partir de la biomasse comme, par exemple, le biogaz.
- **Besoins bruts en énergie pour le chauffage des locaux** : énergie transmise au système de distribution (ou au système de stockage) de chaleur destinée au chauffage des locaux par l'installation de production de chaleur destinée au chauffage.
- **Besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire** : énergie transmise au système de distribution d'eau chaude sanitaire (ou au système de stockage) par l'installation de production de chaleur destinée à l'eau chaude sanitaire.
- **Température extérieure** : température moyenne de l'air extérieur mesurée sur une période donnée, en l'occurrence un mois dans la présente annexe.
- **Chauffage central** : installation de chauffage où un fluide caloporteur transporte la chaleur produite à plus d'un espace à l'intérieur du volume protégé.

- **Chauffage collectif** : installation destinée au chauffage de plus d'une unité PEB.
- **Combilus** : conduite de circulation qui sert aussi bien pour l'eau chaude sanitaire que pour le chauffage des locaux.
- **Rendement à charge partielle**: rendement de production d'une installation à charge partielle.
- **Panneaux solaires en couches minces** : deuxième génération de technologies solaires photovoltaïques ; les cellules solaires sont constituées d'un empilement de couches minces de silicium amorphe sur un substrat (a-Si), ou sont un alliage de cuivre, d'indium, de gallium et de sélénium (CIGS) ou du tellure de cadmium (CdTe).
- **Consommation d'énergie finale pour le chauffage** : énergie finale nécessaire pour couvrir les besoins bruts en énergie pour le chauffage.
- **Consommation d'énergie finale pour l'eau chaude sanitaire** : énergie finale nécessaire pour couvrir les besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire.
- **Secteur énergétique** : un ensemble d'espaces du volume protégé qui :
 - appartiennent à la même zone de ventilation ;
 - sont équipés du même type de système d'émission de chaleur (à moins que, dans le cas de chauffage central, l'on considère le rendement d'émission le plus mauvais) ;
 - et sont chauffés par le même appareil de production de chaleur (ou, le cas échéant, la même combinaison d'appareils de production de chaleur).
- **Fourniture de chaleur externe** : fourniture de chaleur qui n'est pas produite sur la même parcelle.
- **Système d'énergie solaire photovoltaïque** : dispositif qui capte l'énergie solaire et la transforme en électricité.
- **Panneau solaire photovoltaïque intégré au bâti (non ventilé)** : élément constructif multifonction, intégré en façade ou en toiture en remplacement d'éléments de couverture ou de vitrage traditionnels ; parallèle au plan de la paroi, il assure l'étanchéité de celle-ci.
- **Panneau solaire photovoltaïque non intégré au bâti (ventilé)** : tout type de panneaux montés sur une structure portante spécifique, en surimposition des éléments de l'enveloppe du bâtiment, permettant une circulation d'air sur la face arrière du panneau. La pente du panneau peut être différente de celle de la paroi sur laquelle il est monté.
- **Surface d'utilisation** : la surface de plancher, déterminée comme prescrit au chapitre 2 de l'annexe VI au présent arrêté.
- **Système d'énergie solaire photovoltaïque commun** : installation qui capte l'énergie solaire et la transforme en électricité, physiquement raccordée à un ou plusieurs compteurs desservant les parties communes d'un bâtiment ou à un compteur commun à plusieurs unités PEB au sein d'un bâtiment.
- **Producteurs de chaleur connectés en série** : producteurs connectés de telle manière que la sortie du fluide caloporteur du premier producteur connecté est raccordée à l'entrée du fluide caloporteur du producteur suivant. La configuration selon laquelle la sortie du premier producteur connecté est raccordée à l'évaporateur d'une pompe à chaleur n'est pas considérée comme une configuration de producteurs en série.
- **Débit d'infiltration/exfiltration** : quantité d'air extérieur qui pénètre par infiltration dans le volume protégé ou dans un secteur énergétique par unité de temps et quantité d'air intérieur qui s'échappe par exfiltration du volume protégé ou d'un secteur énergétique par unité de temps
- **Production de chaleur interne** : chaleur dégagée par les personnes, l'éclairage, les ventilateurs, les pompes et tous les autres appareils à l'intérieur du volume protégé.

- **Paroi intérieure** : construction ou partie de construction qui sépare le volume protégé et un espace adjacent, chauffé ou non.
- **Consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire** : consommation annuelle d'énergie primaire pour le chauffage des locaux, la production d'eau chaude sanitaire, le refroidissement (fictif), les auxiliaires ainsi que l'éclairage dans le cas d'unités PEN, calculée selon la méthode décrite dans la présente annexe pour les unités PER et dans l'annexe VI au présent arrêté pour les unités PEN. L'économie d'énergie primaire procurée par l'électricité auto-produite à l'aide d'un système photovoltaïque ou d'une installation de cogénération est décomptée.
- **Perméabilité caractéristique à l'air** : débit d'air pour une différence de pression de 50 Pa.
- **Puissance électrique maximale d'un moteur électrique (ou d'une combinaison moteur électrique - ventilateur)** : puissance électrique maximale que le moteur électrique (ou la combinaison moteur électrique - ventilateur) peut absorber en régime continu, y compris, le cas échéant, le ballast. La puissance électrique est dès lors mesurée au droit de l'alimentation secteur. Le régime continu est défini dans la norme NBN EN 60034-1 (Tpe de service S1).
- **Ventilation mécanique** : ventilation réalisée par un ou plusieurs ventilateurs.
- **Ventilation naturelle** : ventilation réalisée sous l'effet du vent et de la différence de température entre l'air extérieur et l'air intérieur.
- **Besoins nets en énergie pour le chauffage des locaux** : énergie qui serait nécessaire pour maintenir le volume protégé à température intérieure pendant une période donnée (en l'occurrence, un mois dans la présente annexe) en cas d'utilisation d'une installation avec un rendement égal à 1 pour le système et la production.
- **Besoins nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire** : énergie qui serait nécessaire pour amener l'eau chaude sanitaire à la température souhaitée pendant une période donnée (en l'occurrence, un mois dans la présente annexe) en cas d'utilisation d'une installation avec un rendement égal à 1 pour le système et la production.
- **Position nominale (de l'installation de ventilation)** : position de réglage (des ventilateurs et/ou d'autres autres dispositifs de réglage) qui est prévue pour réaliser les débits minimum exigés. Sauf mention explicite contraire sur le panneau de commande, la position maximale est considérée comme la position nominale.
- **Opaque** : qui s'oppose au passage des rayons du soleil (antonyme de « transparent »).
- **Niveau de consommation d'énergie primaire (niveau E)** : rapport entre la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire du volume protégé et une consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire de référence, multiplié par 100.
- **Chauffage local** : installation de chauffage où la chaleur est émise dans l'espace où elle est produite.
- **Coefficient de performance (COP)** : rapport entre la puissance de chauffe et la puissance absorbée d'une pompe à chaleur (coefficient of performance).
- **Pouvoir calorifique inférieur (PCI)** : quantité de chaleur dégagée par la combustion complète d'une unité de combustible, la vapeur d'eau étant supposée non condensée et la chaleur non récupérée.
- **Pouvoir calorifique supérieur (PCS)** : quantité de chaleur dégagée par la combustion complète d'une unité de combustible, la vapeur d'eau étant supposée condensée et la chaleur récupérée.
- **Rendement de production** : rapport entre la chaleur fournie par un appareil producteur de chaleur et l'énergie utilisée.
- **Appareil de chauffage local à foyer ouvert** : un dispositif de chauffage décentralisé utilisant les combustibles gazeux ou liquides, dont le lit de

combustion et les gaz de combustion ne sont pas isolés de façon étanche du local dans lequel le produit est installé.

- **Appareil de chauffage local à foyer fermé** : un dispositif de chauffage décentralisé utilisant les combustibles gazeux ou liquides, dont le lit de combustion et les gaz de combustion sont isolés de façon étanche du local dans lequel le produit est installé.
- **Régulation** :
 - **Régulation locale** : les débits sont régulés pour chaque espace individuellement
 - **Régulation par zone** : les débits doivent être régulés pour chaque zone séparément ; les espaces doivent être répartis en deux zones différentes au moins, dont une ou plusieurs zones jour et une ou plusieurs zones nuit ; tous les séjours doivent appartenir aux zones jour et toutes les chambres à coucher doivent appartenir aux zones nuit.
 - **Régulation centrale** : les débits sont régulés simultanément pour tous les espaces de l'unité PER.
Remarque : dans le cas d'un système à la demande, la régulation de l'alimentation peut être locale, par zone ou centrale et la régulation de l'évacuation peut être locale, par zone ou centrale.
- **Chauffage commandé à distance** : un dispositif de chauffage décentralisé électrique qui ne peut pas fonctionner de manière autonome et doit recevoir des signaux d'une centrale de commande externe qui ne fait pas partie du produit mais est connectée à celui-ci par fil pilote, liaison sans fil, communication par ligne électrique ou une technique équivalente, de façon à réguler l'émission de chaleur dans la pièce dans laquelle le produit est installé.
- **Facteur de performance saisonnier** : rapport entre la chaleur émise et l'énergie consommée par une pompe à chaleur pendant une certaine période.
- **Rendement du système** : fraction de la chaleur utile produite effectivement utilisée.
- **Système d'énergie solaire thermique** : dispositif qui capte l'énergie solaire et la convertit en chaleur.
- **Surface totale de plancher** : somme des surfaces des différents niveaux des murs de construction, calculée entre les parois extérieures ; ce montant ne tient pas compte de l'épaisseur de la ou des parois intérieures.
- **Transformateur à isolation galvanique** : ce type de transformateur permet l'isolation galvanique de deux types de circuits n'ayant aucune connexion électrique entre eux. Un onduleur photovoltaïque avec transformateur dispose d'une isolation galvanique constituant une barrière de sécurité entre le circuit solaire (courant continu) et le raccordement au réseau (courant alternatif).
- **Transparent** : qui laisse passer en tout ou en partie les rayons du soleil, en maintenant ou non la netteté de l'image (antonyme de « opaque »). « Transparent » inclut donc aussi bien la notion de « transparent » que celle de « translucide ».
- **Paroi transparente** : paroi complètement ou partiellement transparente.
- **Paroi extérieure** : construction ou partie de construction qui sépare le volume protégé et l'air extérieur, le sol ou l'eau.
- **Débit de ventilation** : quantité d'air extérieur amenée par ventilation par unité de temps.
- **Zone de ventilation** : partie fermée d'une unité PEB, dotée d'un système de ventilation indépendant.
- **Rendement de distribution** : fraction de la chaleur produite ou du froid produit, effectivement fournie aux corps de chauffe. Si, dans le cas d'une production sur site, l'appareil de production ne se trouve pas dans le bâtiment, le

rendement de distribution inclut également les déperditions de chaleur des conduites entre l'endroit de production et le bâtiment.

- **Rendement à pleine charge** : rendement de production d'une installation de production de chaleur à la puissance nominale.
- **Coefficient de transmission thermique** : transmission thermique à travers un élément de structure plan, par unité de surface, unité de temps et unité de différence de température entre les ambiances des deux côtés de l'élément.
- **Cogénération (Co-Gen)** : production combinée de chaleur et d'électricité.
- **Coefficient de transfert thermique par transmission** : déperdition de chaleur par transmission à travers un ensemble de parois pour 1 Kelvin de différence de température entre les ambiances qu'elles séparent.
- **Coefficient de transfert thermique par ventilation** : déperdition de chaleur pour 1 Kelvin de différence de température résultant du réchauffement du débit d'air qui pénètre dans le volume protégé par ventilation et par infiltration par unité de temps.
- **Fluide caloporteur** : liquide ou gaz avec lequel de l'énergie thermique est déplacée d'un endroit à un autre comme, par exemple, l'eau dans un circuit de radiateurs ou une solution antigel dans un échangeur de chaleur sol d'une pompe à chaleur.
- **Déperdition de chaleur** : quantité de chaleur que perd en moyenne le volume protégé par unité de temps.
- **Déperdition de chaleur par transmission** : déperdition de chaleur résultant de la transmission de chaleur.
- **Déperdition de chaleur par ventilation** : déperdition de chaleur résultant du réchauffement du débit de ventilation et d'infiltration dans le volume protégé jusqu'à obtention de la température intérieure imposée par l'annexe.
- **Gain de chaleur** : somme des gains solaires qui pénètrent dans le volume protégé par les parois transparentes et de la production interne de chaleur.
- **Boucle d'eau** : circuit d'eau fermé qui parcourt le bâtiment. Ce circuit est utilisé par une (ou plusieurs) pompe(s) à chaleur en tant que source de chaleur ou de froid. Dans ce processus, chaque pompe à chaleur connectée prélève ou injecte de la chaleur dans la boucle d'eau.
- **Facteur solaire d'un vitrage** : rapport entre le flux d'ensoleillement qui pénètre par un vitrage et le flux d'ensoleillement qui frappe le vitrage. Le facteur solaire inclut aussi bien la transmission directe et diffuse que les gains indirects résultant de l'absorption du flux d'ensoleillement. La comparaison entre systèmes de vitrage utilise, pour des raisons techniques de mesure, le rayonnement direct sur une surface perpendiculaire aux rayons du soleil.

3 Symboles, abréviations et indices

3.1 Symboles et abréviations

< signifie : dérivé de

Symbole	Signification	Unités
A	surface (projetée)	m ²
A	air	-
EANC	espace adjacent non chauffé	-
l	largeur	m
B	fluide antigel (brine)	-
C	compacité	m
C	capacité thermique effective	J/K
COP	coefficient de performance d'une pompe à chaleur (coefficient of performance)	-
D	diamètre	m
E	consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire	MJ
E	niveau de consommation d'énergie primaire	-
IEE	indice d'efficacité énergétique	-
EER	taux de rendement énergétique d'une machine frigorifique (energy efficiency ratio)	-
F	facteur (de réduction)	-
G	terme symbolisant un gain de performance	-
H	coefficient de transfert thermique	W/K
I	ensoleillement	MJ/m ²
IAM	coefficient modificateur d'angle d'incidence	-
I	indicateur (pour la surchauffe)	Kh
L	profondeur	m
Nu	nombre de Nusselt	-
P	périmètre	m
P	puissance	W
P	pression	Pa
Pr	nombre de Prandtl	-
Q	quantité de chaleur ou d'énergie	MJ
R	résistance thermique	m ² .K/W
Re	nombre de Reynolds	-
RF	facteur de réduction	-
SAEF	facteur énergétique saisonnier des auxiliaires d'une pompe à chaleur gaz (seasonal auxiliary efficiency factor)	-
SCOP	coefficient de performance saisonnier d'une pompe à chaleur électrique (seasonal coefficient of performance)	-
SGUE	rendement saisonnier d'une pompe à chaleur gaz (seasonal gas utility efficiency)	-
SPF	coefficient de performance saisonnier	-
U	tension	V
U	coefficient de transmission thermique	W/(m ² .K)
V	volume	m ³
Ṁ	débit d'air, débit de ventilation	m ³ /h
W	quantité d'électricité	kWh

W	eau	-
X	variable auxiliaire pour les systèmes d'énergie solaire thermique	-
Y	variable auxiliaire pour les systèmes d'énergie solaire thermique	-
a	coefficient de déperdition thermique	W/(m ² .K) ou W/(m ² .K ²)
a	coefficient, paramètre numérique, facteur d'utilisation	-
b	coefficient, paramètre numérique	-
c	facteur de correction	-
c	chaleur spécifique	J/(kg.K)
c	coefficient	-
d	épaisseur	m
d	numéro du jour caractéristique	-
e	facteur adimensionnel	-
f	facteur	-
g	facteur solaire	-
h	hauteur	m
L	longueur	m
m	facteur de multiplication	-
m	rang du mois	-
n	débit de renouvellement d'air	h ⁻¹
n	nombre	-
p	distance	m
q	densité de flux thermique	W/m ²
q	débit volumique	m ³ /h
r	facteur de réduction, facteur de correction	-
t	temps, pas de temps	s ou h
w	facteur de multiplication	-
z	profondeur	m
α	coefficient d'absorption	-
α	angle	degrés
α_h	angle d'obstruction	degrés
$\alpha_v, \alpha_{sL}, \alpha_{sR}$	angles de saillie	degrés
β	angle d'élévation du soleil	degrés
β	rapport	-
δ	inclinaison	degrés
$\Delta...$	supplément sur...	...
γ	rapport gains-déperditions	-
η	rendement	-
λ	rapport gains-déperditions	-
λ	conductivité thermique	W/(m.K)
ω	angle horaire	degrés
θ	température	°C
θ	angle	degrés
φ	latitude	degrés
Φ	flux de chaleur, puissance	W
ρ	masse volumique	kg/m ³
τ	constante de temps	s

Ψ	coefficient de transmission thermique linéique	W/(m.K)
χ	angle d'incidence	degrés
χ	coefficient de transmission thermique ponctuel	W/K

3.2 Indices

< signifie : dérivé de

3D	tridimensionnel	circ	circulation, conduite de circulation
a	année	co	condenseur
A	espace adjacent chauffé (< adjacent)	cogen	cogénération
abs	en absence	coldwater	eau froide
adj	réglage (< adjustment)	comp	compacité
AHU	unité de traitement de l'air (< air handling unit)	cons	consommation
al	couche d'air	constructions parois de la surface de	déperdition
all	tous	contact	contact
amb	ambiant	cool	refroidissement
ann	annuel	ct	tour de refroidissement
annih	annihilation	ctrl	contrôle
app	appareil	cw	mur-rideau
artif	artificiel	d	baie
artif area	zone d'éclairage artificiel	D	diamètre
as	système d'énergie solaire actif (< active solar)	D	vers air extérieur et eau
aux	(énergie) auxiliaire	D	porte
ave	moyen	day	jour
b	eau dans chaudière	dayl	lumière du jour
B	= référence à l'option B	dayl area	zone de lumière du jour
bath	salle de bains	def	par défaut
bf	sous-sol	demand	demande d'énergie
bio	biomasse	depth	profondeur
boiler	chaudière	design	conception
bw	mur de cave	dh	chauffage urbain (< district heating)
c	conventionnel	dif	diffus
C	protection solaire	dim	dimensionnement
C	= référence à l'option C	dir	direct
calc	calculé	distr	distribution
CCH	chauffage du carter (< crank case heating)	duct	gaine
char	caractéristique	e	extérieur, externe
		eb	température extérieure de base
		eff	effectif

elec	électrique	h	humidité
electr	électronique	heat	chauffage (des locaux)
em	émission	hr	récupération de chaleur (< heat recovery)
en	énergie	hor	horizontal
env obst	obstacles environnants	HP	pompe à chaleur (< heat pump)
enveloppe	enveloppe du bâtiment	horshad	ombrage par l'horizon (< horizon shading)
EPR	unité PER (< energy performance of residential buildings)	hum	humidification
eq	équivalent	hx	échangeur de chaleur (< heat exchanger)
ev	évaporateur	hyg	hygiénique
evap	évaporation	i	interne
exc	exception	i	nombre ordinal
excess	excédentaire	i	partie opaque
exh	bouche d'évacuation	in	entrant
extr	extraction	in/exfilt	in/exfiltration
f	plancher (< floor)	inst	installation
f	profilé d'encadrement (<frame)	instal	installé
f	utilisation	insul	isolation (< insulation)
fans	ventilateur(s)	insulating part	partie isolante
fct	fonction	int	intérieur
final	consommation finale	int	intermittence (PEN)
first	premier (connecté)	j	nombre ordinal
fitting	luminaire	January	janvier
flat	projection horizontale	junctions	nœuds constructifs
flow	débit	k	nombre ordinal
fl.h	chauffage par le sol	kitchen	cuisine
free	ouverture manuelle des parties ouvrantes	L	longueur
g	vitrage (< glazing)	L	déperditions de chaleur (transmission + ventilation) (< loss)
g	gain (de chaleur) (< gain)	l	linéaire
g	sol	lam	écoulement laminaire
gasHP	pompe à chaleur gaz (< gas heat pump)	leak	fuite, défaut d'étanchéité
GCV	pouvoir calorifique supérieur (< gross caloric value)	length	longueur de conduite
gen	production	LTHP	pompe à chaleur basse température selon Écoconception (<low temperature heat pump)
geo	géo-cooling	light	éclairage
go	vitrage de la partie ouvrante	lim	limite
gross	brut	loc	localisation
h	rayonnement hémisphérique	loop	boucle de captage

loss	pertes	po	panneau de la partie ouvrante
m	nombre	precool	pré-refroidissement
m	mensuel (sur une base mensuelle)	pref	préférentiel
max	maximal	preh	préchauffage
meas	mesuré	pres	présent
mech	mécanique	princ	principal
min	minimal	prim	primaire
mod	modulant	ps	système d'énergie solaire passif
n	nombre	pumps	pompes
nat	naturel	pv	photovoltaïque
nat.gas	gaz naturel (< natural gas)	r	nombre
ncalc	unité non calculée	r	lanterneau sans costière
NCV	pouvoir calorifique inférieur (net caloric value)	r	rayonnement
net	net	rad	radiateur
netw	réseau de distribution de chaleur (< network)	rc	lanterneau avec costière
night	nuit	RE	énergie renouvelable (<renewable energy)
nom	nominal	real	réel
norm	normalisé	rec	recupération
npref	non préférentiel	red	réduction
nres	non résidentiel	reduc	réduction
obst from build	obstacles liés au bâtiment	ref	référence
occ	occupation (période d')	refl	réflexion
off	déclenché	req	requis
on	enclenché	res	résidentiel
oper	en service	return	retour
operation	prenant en compte les limites des conditions de fonctionnement	rm	(par) espace
out	sortie	rl	lanterneau (< rooflight)
over	surventilation	ro	grille de la partie ouvrante
overh	surchauffe (< overheating)	OAR	ouverture d'alimentation réglable
p	panneau	s	saison, saisonnier
p	primaire	s	soleil, ensoleillement
p	projeté	s	par le sol (< soil)
part	charge partielle (< part load)	SB	veille (< stand-by)
path	chemin	se	flux de chaleur sortant de la construction
perm	permanent	sec	secteur énergétique
		setpoint	point de consigne
		sh+wh	chauffage des locaux et de l'eau (< space heating + water heating)

shad	ombragé (< shaded)
si	flux de chaleur entrant dans la construction
sink	évier
sizing	pas de limitation des conditions de fonctionnement
slab	dalle
soil	sol
source	source
sphere	sphère
stack	conduit d'évacuation
stor	stockage
supply	amenée, alimentation
switch	commutation
sys	système (d'installation)
T	transmission
t	transparent
tap	élément de robinetterie (< tap)
te	depuis la surface jusqu'à l'environnement extérieur
tech	technologie
test	en conditions d'essai
th	thermique
thresh	valeur de seuil (< threshold)
throttle	vanne gaz
TL	sans transformateur (<transformerless)
TO	thermostat éteint (< thermostat off)
tot	total
tr	transparent
tube	conduit
tubing	tuyauterie
turb	écoulement turbulent
U	espace adjacent non chauffé (< unheated)
unit	unité de logement
unocc	inoccupation (période d') (< unoccupied)
unshad	non ombragé (< unshaded)
usable	utilisable
util	utilisation

V	ventilation
vent	ventilation
vert	vertical
vrf	débit d'agent réfrigérant variable (< variable refrigerant flow)
w	fenêtre (< window)
W	eau chaude sanitaire
wall	mur
wall.h	chauffage mural
water	eau (< water)
wC	avec protection solaire (< with curtain)
well	source
win	fenêtres ouvrantes
woC	sans protection solaire (< without curtain)
woC	sans conduite de circulation ou combilus
woL	sans pertes (< without loss)
ws	combinaison fenêtre & volet
wt	échangeur de chaleur sol-eau
x	vide sanitaire ou cave
z	nombre ordinal
zone	zone de ventilation

4 Structure de la méthode

La détermination de la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire et du niveau de consommation d'énergie primaire (niveau E) s'effectue en plusieurs étapes.

Dans une première étape, on calcule les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage des locaux et l'eau chaude sanitaire. Ce calcul fait intervenir les déperditions par transmission, les déperditions par ventilation, les gains solaires, les gains de chaleur internes et la consommation d'eau chaude sanitaire. Les risques de surchauffe font l'objet d'une évaluation indépendante.

Dans une deuxième étape, les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage des locaux et l'eau chaude sanitaire sont convertis en besoins mensuels bruts en énergie. Cette conversion s'effectue en divisant les besoins nets par le rendement du système de l'installation de chauffage et de l'installation d'eau chaude sanitaire respectivement.

Dans une troisième étape, on détermine la consommation (finale) mensuelle d'énergie pour le chauffage des locaux et l'eau chaude sanitaire. Pour ce faire, on soustrait, le cas échéant, l'apport énergétique mensuel d'un système d'énergie solaire thermique des besoins bruts en énergie pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire. La différence ainsi obtenue est divisée par le rendement de production de l'installation de production de chaleur. Par ailleurs, on calcule aussi la consommation (finale) mensuelle d'énergie pour les fonctions auxiliaires et on détermine la consommation (finale) mensuelle équivalente d'énergie pour le refroidissement. Si de l'électricité est produite dans le bâtiment à l'aide d'un système d'énergie solaire photovoltaïque ou par cogénération, on calcule la production d'électricité caractéristique mensuelle.

Dans une quatrième étape, on calcule la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire. À cet effet, on multiplie tout d'abord chacune des consommations finales mensuelles d'énergie (pour le chauffage des locaux, l'eau chaude sanitaire et les fonctions auxiliaires) par le facteur de conversion pour l'énergie primaire du vecteur d'énergie correspondant pour obtenir les consommations d'énergie primaires mensuelles. En ce qui concerne l'électricité auto-produite, on calcule l'économie d'énergie primaire réalisée dans les centrales électriques en effectuant la multiplication par le facteur de conversion applicable. On additionne ensuite les consommations caractéristiques mensuelles d'énergie primaire sur les 12 mois de l'année, diminuées de l'économie caractéristique mensuelle d'énergie primaire procurée par l'électricité auto-produite.

Dans une cinquième étape, on calcule, sur la base de la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire, du volume protégé et de la surface à travers laquelle se produisent des déperditions par transmission ($A_{T,E}$), le niveau de consommation d'énergie primaire (niveau E).

À différentes étapes des calculs, on a le choix entre une « approche simple » et un « calcul plus détaillé ». L'approche simple repose sur des valeurs par défaut. Le calcul détaillé nécessite des données d'entrée supplémentaires et la fourniture d'informations par les entreprises.

5 Schématisation du bâtiment

5.1 Principe

La performance énergétique concerne souvent un sous-volume d'un bâtiment, selon, par exemple, que les espaces sont chauffés (et/ou refroidis) ou non, selon la destination des différentes parties et la présence éventuelle de plusieurs unités de logement. C'est pourquoi, pour déterminer la performance énergétique, on subdivise par convention le bâtiment en différentes parties. Chaque sous-volume qui doit satisfaire en soi à une exigence de performance énergétique relative à un bâtiment résidentiel est appelé « unité PER ». Au besoin, on procède à une subdivision supplémentaire en zones de ventilation et en secteurs énergétiques afin de pouvoir prendre en compte correctement différents types d'installations.

Remarque :

La subdivision de l'ensemble du bâtiment considéré pour la détermination de la performance énergétique peut différer de la division à réaliser éventuellement pour l'exigence (les exigences) d'isolation thermique globale (destination industrielle ou non industrielle des différentes parties du bâtiment).

Une autre subdivision peut encore s'appliquer à la conception des dispositifs de ventilation (voir annexes IX et X au présent arrêté) : le cas échéant, il convient de distinguer les parties de bâtiment à destination résidentielle des parties de bâtiment à destination non résidentielle.

5.2 Subdivision du bâtiment

On considère l'ensemble du bâtiment ou l'ensemble de l'extension (d'un bâtiment existant) et l'on procède successivement aux subdivisions suivantes :

- On définit le volume protégé. Le volume protégé doit comprendre au moins tous les espaces du bâtiment considéré ou de l'extension considérée qui sont équipés d'éléments de chauffe et/ou de refroidissement (radiateurs, chauffage par le sol, bouches d'air chaud, ventilo-convecteurs, etc.).
- On divise le volume protégé, selon le cas, en une ou plusieurs parties ayant chacune une des destinations suivantes :
 - partie de bâtiment destinée au logement : les exigences en matière de performance énergétique pour les bâtiments résidentiels sont applicables ;
 - destinations non résidentielles auxquelles s'appliquent les exigences en matière de performance énergétique (voir annexe VI au présent arrêté) ;
 - autres destinations du bâtiment : celles-ci ne sont pas soumises à des exigences en matière de performance énergétique, à moins qu'elles ne soient considérées comme faisant partie d'une des deux destinations précédentes.
- On considère cette partie du volume protégé destinée à l'habitation.
 - Dans le cas où cette partie dans son ensemble sert au logement individuel (par exemple, habitation individuelle), l'ensemble de cette partie sera décrite par la suite comme unité PER. Cette unité PER doit satisfaire à l'exigence en matière de performance énergétique imposée aux bâtiments résidentiels.
 - Dans le cas où cette partie contient plus d'une unité de logement individuelle (par exemple, des appartements individuels dans un immeuble à appartements), chaque unité de logement constitue en soi une unité PER qui doit satisfaire à l'exigence en matière de performance énergétique imposée aux bâtiments résidentiels. Les parties collectives d'un immeuble (par exemple, cage d'escalier et couloirs communs) ne sont pas prises en considération dans la détermination de la performance énergétique et ne doivent pas satisfaire à une exigence en matière de performance. Par contre,

d'autres exigences peuvent s'appliquer à ces parties collectives comme, par exemple, des valeurs U maximales).

- Seule la consommation d'énergie d'une unité PER est considérée dans la présente méthode de détermination. Si nécessaire ou si on le souhaite, on divise ce volume en plusieurs zones de ventilation et secteurs énergétiques comme décrit au § 5.3.

Remarque :

Par définition, les espaces du bâtiment considéré ou de l'extension considérée, qui ne sont pas repris dans le volume protégé, sont donc non chauffés.

IMPORTANT :

Espaces adjacents chauffés

Dans le cadre de cette réglementation, on peut toujours considérer que tous les espaces des bâtiments adjacents existants sont des espaces chauffés (même si ce n'est pas nécessairement le cas physiquement).

Pour la détermination du niveau de consommation d'énergie primaire, on admet qu'il n'y a pas de flux de chaleur à travers les parois contiguës à des espaces adjacents chauffés.

En dehors de ces parois contiguës à des espaces adjacents chauffés, on tient bien compte, pour la détermination de la performance énergétique, des flux par transmission à travers toutes les autres parois du volume protégé, même si ces éléments de l'enveloppe donnent sur une parcelle attenante.

5.3 Subdivision de l'unité PER en zones de ventilation et en secteurs énergétiques

5.3.1 Principe

Le volume protégé de l'unité PER est divisé en zones de ventilation et en secteurs énergétiques selon les définitions mentionnées ci-dessus et selon les règles ci-dessous.

5.3.2 Division en zones de ventilation et en secteurs énergétiques

Généralement, dans une unité PER, il n'y a qu'une seule installation de ventilation, tous les espaces individuels sont chauffés de la même façon et un seul appareil central produit la chaleur. Dans ces cas, il n'est pas nécessaire de subdiviser l'unité PER en zones de ventilation et en secteurs énergétiques : l'ensemble de l'unité PER constitue alors l'unique zone de ventilation et l'unique secteur énergétique.

Une subdivision en zones de ventilation et/ou en secteurs énergétiques comme décrit ci-dessous ne s'impose qu'en présence de plusieurs types d'installations (ce qui est nettement moins usuel).

Les systèmes de ventilation sont subdivisés en quatre types différents (voir également les annexes IX et X au présent arrêté) :

- système A : ventilation naturelle,
- système B : ventilation mécanique simple flux par insufflation,
- système C : ventilation mécanique simple flux par extraction,
- système D : ventilation mécanique double flux.

Si des installations de ventilation indépendantes, de types différents selon la classification ci-dessus, sont présentes dans différentes parties fermées de l'unité PER, chacune de ces parties constitue une zone de ventilation. Un secteur énergétique ne peut pas s'étendre sur différentes zones de ventilation. Il y a donc toujours au moins autant de secteurs énergétiques que de zones de ventilation.

Si on applique un chauffage local (par exemple, chauffage électrique par résistance) dans un espace et que des éléments d'émission de chaleur d'un système de chauffage central y sont également présents, on ne tient pas compte du système de chauffage central présent dans cet espace pour la détermination de la performance énergétique : on s'intéresse uniquement aux caractéristiques du système local. Cependant, en présence de feux ouverts et de poêles à bois, c'est quand même le système de chauffage central qui est considéré.

Si différents espaces de la zone de ventilation sont chauffés de plusieurs manières (après application de la convention ci-dessus en matière de chauffage central et local combiné) de telle sorte que les différents systèmes tombent dans une autre catégorie du Tableau [43], une subdivision en secteurs énergétiques s'impose. Cette subdivision n'est toutefois pas obligatoire en cas de chauffage central. Dans ce cas, on peut considérer, pour l'ensemble du secteur énergétique, le rendement d'émission le plus mauvais du Tableau [43] et on ne peut plus opter pour la méthode de calcul détaillée selon l'Bijlage D du présent texte.

Enfin, le fait que plusieurs producteurs de chaleur centraux fournissent séparément de la chaleur à différentes parties de la zone de ventilation entraîne, en principe, une nouvelle subdivision en secteurs énergétiques. Cependant, cette subdivision n'est pas nécessaire si les producteurs de chaleur ont (arithmétiquement) le même rendement de production (p. ex., en cas d'utilisation de deux chaudières identiques pour différentes parties de la zone de ventilation).

(Les mêmes règles de subdivision s'appliquent également quand chaque partie de la zone de ventilation est chauffée par une combinaison de producteurs de chaleur centraux au lieu d'un seul appareil.)

La subdivision de l'unité PER en un plus grand nombre de secteurs énergétiques est autorisée, mais n'est pas obligatoire. Un plus grand nombre de secteurs

énergétiques entraîne, généralement, davantage de calculs (données d'entrée supplémentaires nécessaires), mais n'influence que peu ou pas la valeur calculée de la consommation caractéristique annuelle d'énergie.

Si l'unité PER contient des espaces non équipés d'un système d'émission de chaleur (p. ex., WC, couloirs, rangements, espaces qui ne sont pas immédiatement utilisés tels que des chambres à coucher, etc.), ces espaces doivent être affectés à un secteur énergétique d'un espace adjacent du même étage. Si, dans l'espace non chauffé considéré, il n'y a pas de dispositif d'amenée d'air frais extérieur, mais qu'il y a des ouvertures de transfert à partir d'espaces adjacents (il s'agit, p. ex., d'un espace de passage ou d'évacuation ou d'un rangement), on affecte l'espace au (à l'un des) secteur(s) énergétique(s) adjacent(s) à partir duquel l'espace considéré est approvisionné en air neuf. Si un étage entier d'une unité PER est non chauffé, il doit être affecté à un secteur énergétique d'un étage adjacent.

On détermine la consommation caractéristique annuelle et de référence d'énergie primaire de l'unité PER selon la présente méthode de détermination.

5.3.3 Volume et surfaces des parois d'un secteur énergétique

Pour la détermination du volume $V_{\text{sec } i}$ et des surfaces des parois (tous deux sur la base des dimensions extérieures), la limite entre deux secteurs énergétiques est formée par l'axe de la paroi intermédiaire.

5.3.4 Absence de système de chauffage

Si l'unité PER n'est pas chauffée, c.-à-d. qu'aucun espace de l'unité PER dans son ensemble n'est équipé d'un système d'émission de chaleur, alors il faut considérer, par convention et dans chaque espace, un chauffage local par convecteurs électriques avec régulation électronique.

6 Niveau de consommation d'énergie primaire

Le niveau de consommation d'énergie primaire de l'unité PER est donné par le rapport entre la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire de l'unité PER et une valeur de référence, multiplié par 100 :

$$\text{Eq. 1} \quad E = 100 \frac{E_{\text{char ann prim en cons}}}{E_{\text{char ann prim en cons,ref}}} \quad (-)$$

où :

E le niveau de consommation d'énergie primaire de l'unité PER, (-) ;

$E_{\text{char ann prim en cons}}$ la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire de l'unité PER, calculée selon le § 13.2, en MJ ;

$E_{\text{char ann prim en cons,ref}}$ la valeur de référence de la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire, en MJ.

Le résultat doit être arrondi à l'unité supérieure.

La valeur de référence de la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire est donnée par :

$$\text{Eq. 2} \quad E_{\text{charannprim en cons,ref}} = a_1 \cdot A_{T,E} + a_2 \cdot \max\left(V_{\text{EPR}}; \frac{V_{\text{EPR}} + 192}{2}\right) + a_3 \cdot \dot{V}_{\text{hyg,ref}} \quad (\text{MJ})$$

où :

a_1, a_2, a_3 constantes établies dans le texte principal du présent arrêté, (-) ;

$A_{T,E}$ la surface totale de toutes les parois qui enveloppent l'unité PER et à travers lesquelles des déperditions par transmission sont considérées pour la détermination de la performance énergétique¹ (voir également le § 5.2), en m² ;

V_{EPR} le volume total de l'unité PER, en m³ ;

$\dot{V}_{\text{hyg,ref}}$ le débit de ventilation hygiénique de référence dans l'unité PER, en m³/h.

On a :

$$\text{Eq. 3} \quad V_{\text{EPR}} = \sum_i V_{\text{sec } i} \quad (\text{m}^3)$$

et

$$\text{Eq. 4} \quad \dot{V}_{\text{hyg,ref}} = 1,5 \cdot [0,2 + 0,5 \cdot \exp(-V_{\text{EPR}}/500)] \cdot V_{\text{EPR}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

¹ Par conséquent, seules les constructions qui constituent la séparation entre l'unité PER et des espaces adjacents chauffés ne sont pas prises en compte dans la détermination de $A_{T,E}$.

à
 $V_{\text{sec } i}$ le volume du secteur énergétique i , en m^3 .

Dans l'équation pour V_{EPR} , il faut faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PER.

7 Besoins nets en énergie pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire

7.1 Principe

Les besoins nets en énergie pour le chauffage des locaux sont calculés par secteur énergétique pour tous les mois de l'année. À cet effet, on détermine chaque fois les déperditions de chaleur mensuelles totales par transmission et par ventilation à une température conventionnelle, ainsi que les gains mensuels totaux par gains de chaleur internes et ensoleillement. On établit ensuite le bilan énergétique mensuel à l'aide du taux d'utilisation des gains de chaleur.

Les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire sont calculés de manière forfaitaire en fonction de l'unité PER. On peut tenir compte, le cas échéant, d'une récupération de chaleur. Seuls les points de consommation suivants sont considérés :

- les points de puisage de la (des) cuisine(s)
- la ou les douche(s) et/ou la ou les baignoire(s) dans la ou les salle(s) de bains

Tous les autres points de puisage de l'unité PER (y compris le ou les lavabo(s) dans la salle de bains) ne sont pas pris en considération.

7.2 Besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage des locaux par secteur énergétique

On détermine les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage des locaux par secteur énergétique comme suit :

Eq. 15 Si $\gamma_{\text{heat,sec } i,m}$ est supérieur ou égal à 2,5 :

$$Q_{\text{heat,net,sec } i,m} = 0$$

Si $\gamma_{\text{heat,sec } i,m}$ est inférieur à 2,5 :

$$Q_{\text{heat,net,sec } i,m} = Q_{L,\text{heat,sec } i,m} - \eta_{\text{util,heat,sec } i,m} \cdot Q_{g,\text{heat,sec } i,m} \quad (\text{MJ})$$

où :

$\gamma_{\text{heat,sec } i,m}$	le rapport entre les gains de chaleur mensuels et les déperditions de chaleur mensuelles du secteur énergétique i , déterminé selon le § 7.6, (-) ;
$Q_{\text{heat,net,sec } i,m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i , en MJ ;
$Q_{L,\text{heat,sec } i,m}$	les déperditions de chaleur mensuelles par transmission et par ventilation du secteur énergétique i , en MJ, déterminées selon le § 7.4 ;
$\eta_{\text{util,heat,sec } i,m}$	le taux d'utilisation mensuel des gains de chaleur du secteur énergétique i , déterminé selon le § 7.6, (-) ;
$Q_{g,\text{heat,sec } i,m}$	les gains de chaleur mensuels par ensoleillement et par production de chaleur interne dans le secteur énergétique i , en MJ, déterminés selon le § 7.5.

7.3 Besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire

Les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou baignoire i sont donnés par :

$$\text{Eq. 16} \quad Q_{\text{water,bath } i,\text{net,m}} = r_{\text{water,bath } i,\text{net}} \cdot f_{\text{bath } i} \cdot \max[64; 64 + 0,220 \cdot (V_{\text{EPR}} - 192)] \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

Les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier i dans une cuisine² sont donnés par :

$$\text{Eq. 17} \quad Q_{\text{water,sink } i,\text{net,m}} = r_{\text{water,sink } i,\text{net}} \cdot f_{\text{sink } i} \cdot \max[16; 16 + 0,055 \cdot (V_{\text{EPR}} - 192)] \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{\text{water,bath } i,\text{net,m}}$ les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou baignoire i , en MJ ;

$Q_{\text{water,sink } i,\text{net,m}}$ les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine i , en MJ ;

$r_{\text{water,bath } i,\text{net}}$ un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage de l'amenée d'eau froide vers une douche ou baignoire i par récupération de chaleur de l'écoulement, à calculer selon des règles préalablement définies par le ministre, (-) ;

$r_{\text{water,sink } i,\text{net}}$ un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage de l'amenée d'eau froide vers un évier de cuisine i par récupération de chaleur de l'écoulement, à calculer selon des règles préalablement définies par le ministre, (-) ;

$f_{\text{bath } i}$ la part d'une douche ou baignoire i dans les besoins nets totaux en énergie pour l'eau chaude sanitaire de toutes les douches et baignoires de l'unité PER, telle que déterminée ci-dessous, (-) ;

$f_{\text{sink } i}$ la part d'un évier de cuisine i dans les besoins nets totaux en énergie pour l'eau chaude sanitaire dans la/toutes les cuisine(s) de l'unité PER, telle que déterminée ci-dessous, (-) ;

V_{EPR} le volume total de l'unité PER, déterminé selon le § 6, en m³ ;

t_m la longueur du mois considéré en Ms.

Dans l'éventualité où il n'y aurait pas de douche ou de baignoire dans l'unité PER³, aucune consommation d'eau chaude sanitaire destinée à cet effet n'est considérée. De même, dans l'éventualité où il n'y aurait pas d'évier de cuisine dans l'unité PER³, aucune consommation d'eau chaude sanitaire destinée à cet effet n'est non plus considérée.

Les parts des différents points de puisage sont déterminées comme suit :

$$\text{Eq. 18} \quad f_{\text{bath } i} = 1/N_{\text{bath}} \quad \text{et} \quad f_{\text{sink } i} = 1/N_{\text{sink}} \quad (-)$$

où :

N_{bath} le nombre total de douches et de baignoires dans l'unité PER, (-) ;

N_{sink} le nombre total d'éviers de cuisine dans l'unité PER, (-).

² Les éventuels autres points de puisage d'eau chaude (p. ex., pour le lave-vaisselle ou le lave-linge) ne sont pas pris en considération. Le cas échéant, plusieurs éviers dans une cuisine sont considérés séparément.

³ P. ex., dans le cas d'une extension à laquelle une exigence de performance énergétique est imposée.

Tableau [1]: Le numéro du jour caractéristique, la longueur du mois, la température extérieure moyenne et l'ensoleillement total et diffus moyen sur un plan horizontal non ombragé

Mois	Jour caractéristique	Longueur du mois t_m (Ms)	Température extérieure moyenne mensuelle $\theta_{e,m}$ (°C)	$I_{s,tot,hor,m}$ (MJ/m ²)	$I_{s,dif,hor,m}$ (MJ/m ²)
Janvier	15	2,6784	3,2	71,4	51,3
Février	46	2,4192	3,9	127,0	82,7
Mars	74	2,6784	5,9	245,5	155,1
Avril	105	2,5920	9,2	371,5	219,2
Mai	135	2,6784	13,3	510,0	293,5
Juin	166	2,5920	16,2	532,4	298,1
Juillet	196	2,6784	17,6	517,8	305,8
Août	227	2,6784	17,6	456,4	266,7
Septembre	258	2,5920	15,2	326,2	183,6
Octobre	288	2,6784	11,2	194,2	118,3
Novembre	319	2,5920	6,3	89,6	60,5
Décembre	349	2,6784	3,5	54,7	40,2

7.4 Déperditions de chaleur mensuelles par transmission et par ventilation

7.4.1 Principe

Les déperditions de chaleur mensuelles par transmission dans un secteur énergétique sont obtenues en multipliant le coefficient de transfert thermique par transmission par la longueur du mois considéré et par l'écart entre la température intérieure moyenne et la température extérieure moyenne mensuelle.

Le calcul des déperditions de chaleur mensuelles par ventilation s'effectue de façon similaire.

7.4.2 Règle de calcul

On détermine les déperditions de chaleur mensuelles par transmission et par ventilation comme suit :

$$\text{Eq. 19} \quad Q_{L,\text{heat,sec } i,m} = Q_{T,\text{heat,sec } i,m} + Q_{V,\text{heat,sec } i,m} \quad (\text{MJ})$$

où :

$$\text{Eq. 20} \quad Q_{T,\text{heat,sec } i,m} = H_{T,\text{heat,sec } i} \cdot (18 - \theta_{e,m}) \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 21} \quad Q_{V,\text{heat,sec } i,m} = H_{V,\text{heat,sec } i} \cdot (18 - \theta_{e,m}) \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{T,\text{heat,sec } i,m}$	les déperditions de chaleur mensuelles par transmission du secteur énergétique i , en MJ ;
$Q_{V,\text{heat,sec } i,m}$	les déperditions de chaleur mensuelles par ventilation du secteur énergétique i , en MJ ;
$H_{T,\text{heat,sec } i}$	le coefficient de transfert thermique par transmission du secteur énergétique i , en W/K, déterminé selon le § 7.7 ;
$H_{V,\text{heat,sec } i}$	le coefficient de transfert thermique par ventilation du secteur énergétique i , en W/K, déterminé selon le § 7.8 ;
18	la valeur de calcul imposée par la présente annexe pour la température intérieure, en °C ;
$\theta_{e,m}$	la température extérieure moyenne mensuelle, en °C, déterminée selon le Tableau [1] ;
t_m	la longueur du mois considéré, en Ms, déterminée selon le Tableau [1].

7.5 Gains de chaleur mensuels par ensoleillement et par production interne de chaleur

On détermine les gains de chaleur mensuels par ensoleillement et par production de chaleur interne du secteur énergétique i comme suit :

$$\text{Eq. 22} \quad Q_{g,\text{heat,sec } i,m} = Q_{i,\text{sec } i,m} + Q_{s,\text{heat,sec } i,m} \quad (\text{MJ})$$

où :

- $Q_{i,sec i, m}$ les gains de chaleur mensuels par production de chaleur interne dans le secteur énergétique i , en MJ, déterminé selon le § 7.9 ;
- $Q_{s,heat,sec i, m}$ les gains de chaleur mensuels par ensoleillement dans le secteur énergétique i , en MJ, déterminé selon le § 7.10.

7.6 Taux d'utilisation des gains de chaleur mensuels

On détermine le taux d'utilisation des gains de chaleur mensuels par secteur énergétique comme suit :

Eq. 23 $\eta_{util,heat,sec i,m} = a/(a + 1)$ pour $\gamma_{heat,sec i,m} = 1$

$$\eta_{util,heat,sec i,m} = \frac{1 - (\gamma_{heat,sec i,m})^a}{1 - (\gamma_{heat,sec i,m})^{a+1}} \quad \text{dans tous les autres cas} \quad (-)$$

où :

Eq. 24 $\gamma_{heat,sec i,m} = Q_{g,heat,sec i,m} / Q_{L,heat,sec i,m}$ (-)

Eq. 25 $a = 1 + \frac{\tau_{heat,sec i}}{54000}$ (-)

où :

- $\gamma_{heat,sec i,m}$ le rapport entre les gains de chaleur mensuels et les déperditions de chaleur mensuelles du secteur énergétique i , (-) ;
- $Q_{g,heat,sec i,m}$ les gains de chaleur mensuels par ensoleillement et par production de chaleur interne du secteur énergétique i , en MJ, déterminés selon le § 7.5 ;
- $Q_{L,heat,sec i,m}$ les déperditions de chaleur mensuelles par transmission et par ventilation du secteur énergétique i , en MJ, déterminés selon le § 7.4 ;
- a un paramètre numérique, (-) ;
- $\tau_{heat,sec i}$ la constante de temps du secteur énergétique i , en s.

On considère que la constante de temps du secteur énergétique i est égale à :

Eq. 26 $\tau_{heat,sec i} = \frac{C_{sec i}}{H_{T,heat,sec i} + H_{V,heat,sec i}}$ (s)

où :

- $C_{sec i}$ la capacité thermique effective du secteur énergétique i , en J/K ;
- $H_{T,heat,sec i}$ le coefficient de transfert thermique par transmission du secteur énergétique i , en W/K, déterminé selon le § 7.7 ;
- $H_{V,heat,sec i}$ le coefficient de transfert thermique par ventilation du secteur énergétique i , en W/K, déterminé selon le § 7.8.

La capacité thermique effective du secteur énergétique i , $C_{sec i}$, peut être déterminée au moyen d'un calcul détaillé ou simplifié.

7.6.1 Calcul détaillé de la capacité thermique effective du secteur énergétique i

La capacité thermique effective du secteur énergétique i , $C_{\text{sec } i}$, est déterminée selon la méthode détaillée de la norme NBN EN ISO 13786, pour une période de variations de température (T) d'un jour (dans ce cas, $C_{\text{sec } i}$ correspond à C_m dans la norme).

7.6.2 Calcul simplifié de la capacité thermique effective du secteur énergétique i

La capacité thermique effective du secteur énergétique i , $C_{\text{sec } i}$, est déterminée en trois étapes :

- premièrement, on détermine la massivité de chaque élément de structure présent dans le secteur énergétique ;
- on détermine ensuite le type de construction du secteur énergétique en fonction de la part d'éléments de structure massifs présents dans le secteur énergétique ;
- enfin, la capacité thermique effective du secteur énergétique i , $C_{\text{sec } i}$, est déterminée en fonction du type de construction du secteur énergétique.

1^{re} étape : la massivité d'un élément de structure

Pour déterminer si un élément de structure est considéré comme massif, on peut recourir à une méthode simplifiée ou à une méthode détaillée.

Méthode simplifiée

Un élément de structure est considéré comme massif si sa masse déterminée en partant de l'intérieur jusqu'à une lame d'air ou une couche de conductivité thermique inférieure à $0,20 \text{ W/(m.K)}$, est d'au moins 100 kg/m^2 .

Méthode détaillée

Un élément de structure est considéré comme massif si sa capacité thermique spécifique (κ_m), calculée selon la norme NBN EN ISO 13786, pour une période de variations de température (T) d'un jour, est supérieure à 45 kJ/m^2 .

2^e étape : le type de construction du secteur énergétique

- Le terme « lourd » s'applique aux secteurs énergétiques dont au moins 90 % de la surface des éléments de structure horizontaux, inclinés et verticaux sont massifs.
- Le terme « mi-lourd » s'applique aux secteurs énergétiques dont au moins 90 % des éléments de structure horizontaux sont massifs sans être protégés par une isolation intérieure, ou aux secteurs énergétiques dont au moins 90 % des éléments de structure verticaux et inclinés sont massifs.
- Le terme « peu lourd » s'applique aux secteurs énergétiques dont 50 à 90 % des éléments de structure horizontaux sont massifs sans être protégés par une isolation intérieure, ou aux secteurs énergétiques dont 50 à 90 % des éléments de structure verticaux et inclinés sont massifs.
- Le terme « léger » s'applique à tous les autres secteurs énergétiques.

En l'occurrence, un élément de structure est considéré comme :

- horizontal si sa pente est égale à 0° ;
- incliné si sa pente est supérieure à 0° et inférieure à 60° ;
- vertical si sa pente est égale ou supérieure à 60° ;

3^e étape : la capacité thermique effective du secteur énergétique i , $C_{\text{sec } i}$

En ce qui concerne la capacité thermique effective du secteur énergétique i , $C_{\text{sec } i}$, on prend les valeurs du Tableau [41], en fonction du type de construction.

Tableau [41] : Valeur de la capacité thermique effective $C_{\text{sec } i}$ du secteur énergétique i , méthode simplifiée

Type de construction	$C_{\text{sec } i}$ (J/K)
Lourd	$123000 V_{\text{sec } i}$
Mi-lourd	$87000 V_{\text{sec } i}$
Peu lourd	$55000 V_{\text{sec } i}$
Léger	$37000 V_{\text{sec } i}$

où :

$V_{\text{sec } i}$ le volume du secteur énergétique i , en m^3 .

7.7 Coefficient de transfert thermique par transmission

7.7.1 Principe

Le coefficient de transfert thermique par transmission se développe, comme la géométrie du bâtiment, en trois dimensions. Il faudrait donc le calculer de manière tridimensionnelle, voir les normes NBN EN ISO 13789 et NBN EN ISO 10211. Un tel calcul tridimensionnel sert de référence.

Dans la présente annexe, le calcul tridimensionnel de référence est remplacé par un calcul simplifié qui considère que :

- l'élément principal des déperditions par transmission est unidimensionnel,
- la surface entourant le volume protégé est continue sauf au droit des parois contiguës à des espaces adjacents chauffés,
- et que les parois sont planes.

Chaque paroi plan de surface A se caractérise par un coefficient de transmission thermique U . Tous les nœuds constructifs linéaires de longueur l entre deux parois se voient attribuer un coefficient de transmission thermique linéique Ψ et tous les nœuds constructifs ponctuels, un coefficient de transmission thermique ponctuel χ . Les nœuds constructifs linéaires et ponctuels propres à une paroi et répartis sur sa surface sont repris dans le coefficient de transmission thermique de cette paroi.

Le coefficient de transfert thermique par transmission est déterminé pour toutes les parois entre le secteur énergétique et l'environnement extérieur (air ou eau), le secteur énergétique et le sol, et le secteur énergétique et les espaces adjacents non chauffés. Même si de telles parois donnent sur une parcelle attenante, il y a lieu de les prendre en considération pour la détermination du coefficient de transfert thermique, voir également le § 5.2. On admet qu'il n'y a pas de déperditions par transmission vers des espaces adjacents chauffés.

7.7.2 Règle de calcul

On détermine le coefficient de transfert thermique par transmission par secteur énergétique comme suit :

$$\text{Eq. 27} \quad H_{T,\text{heat},\text{sec } i} = H_{T,\text{sec } i}^{\text{constructions}} + H_{T,\text{sec } i}^{\text{junctions}} \quad (\text{W/K})$$

où :

$H_{T,\text{sec } i}^{\text{constructions}}$ le coefficient de transfert thermique par transmission au travers des parois de la surface de déperdition du secteur énergétique i , en W/K ;

$H_{T,\text{sec } i}^{\text{junctions}}$ le coefficient de transfert thermique par transmission au travers des nœuds constructifs de la surface de déperdition du secteur énergétique i , en W/K.

Pour de plus amples explications concernant les différentes possibilités de prendre en compte l'influence de nœuds constructifs (tant linéaires que ponctuels), on se reportera à l'annexe VIII au présent arrêté.

On détermine le coefficient de transfert thermique par transmission au travers des parois du secteur énergétique i comme suit :

$$\text{Eq. 28} \quad H_{T,\text{sec } i}^{\text{constructions}} = H_{D,\text{sec } i}^{\text{constructions}} + H_{g,\text{sec } i}^{\text{constructions}} + H_{U,\text{sec } i}^{\text{constructions}} \quad (\text{W/K})$$

où :

$H_{T,\text{sec } i}^{\text{constructions}}$ le coefficient de transfert thermique par transmission au travers des parois du secteur énergétique i , en W/K ;

$H_{D,\text{sec } i}^{\text{constructions}}$ le coefficient de transfert thermique par transmission au travers de toutes les parois entre le secteur énergétique i et l'air extérieur et entre le secteur énergétique i et l'eau, en W/K ;

$H_{g,\text{sec } i}^{\text{constructions}}$ le coefficient de transfert thermique par transmission au travers de toutes les parois entre le secteur énergétique i et le sol, en W/K ;

$H_{U,\text{sec } i}^{\text{constructions}}$ le coefficient de transfert thermique par transmission au travers de toutes les parois intérieures entre le secteur énergétique i et les espaces adjacents non chauffés, en W/K.

Les différents termes sont calculés selon des spécifications complémentaires définies par le ministre.

En ce qui concerne les éléments dont les propriétés thermiques ne sont pas connues ou ne peuvent pas être déterminées (p. ex., couches à structure complexe dans les éléments muraux, etc.), on peut toujours admettre que la résistance thermique propre de la couche ou de l'élément est égale à zéro. Le coefficient de transmission thermique total est alors entièrement déterminé par les résistances des surfaces de contact avec l'environnement intérieur et extérieur (compte tenu des surfaces développées), et, éventuellement, par les résistances thermiques des autres couches de l'élément.

Il ne faut pas tenir compte des passages de conduites (eau, gaz, électricité, égouts, etc.) et des éléments analogues présents dans les parois extérieures, pour autant que leur surface totale ne dépasse pas 0,25 % de la surface totale ($A_{T,E}$) de l'unité PER concernée à travers laquelle des déperditions par transmission se produisent (donc, à l'exception des parois contiguës à des espaces adjacents chauffés). Dans ce cas, les éléments cités se voient attribuer la même valeur U que les parois dans lesquels ils se trouvent.

Quant aux volets, il faut admettre par convention qu'ils sont fermés 8 heures par jour⁴.

7.8 Coefficient de transfert thermique par ventilation

7.8.1 Principe

Le coefficient de transfert thermique par ventilation est déterminé en multipliant la capacité thermique sensible de 1 m³ d'air par la somme des débits d'air suivants :

- le débit d'air moyen résultant de l'infiltration et de l'exfiltration ;
- le débit d'air moyen résultant de la ventilation hygiénique, compte tenu d'un éventuel facteur de réduction pour le préchauffage ou d'un facteur de multiplication pour le pré-refroidissement ;
- le cas échéant, le débit d'air moyen résultant d'une surventilation en cas d'application d'une pompe à chaleur sur l'air de ventilation extrait pour la préparation d'eau chaude sanitaire ;
- et, pour l'évaluation du risque de surchauffe, le débit d'air moyen résultant de la ventilation par l'ouverture manuelle des parties ouvrantes.

L'extraction mécanique qui évacue la vapeur d'eau pendant la cuisson d'aliments est ignorée. Il en va de même pour l'extraction mécanique présente dans les toilettes ou la salle de bains, lorsque celle-ci assure temporairement une extraction plus élevée mais n'est pas nécessaire pour satisfaire aux exigences de ventilation des annexes IX ou X au présent arrêté. En ce qui concerne la consommation d'énergie des ventilateurs des systèmes mécaniques, on se reportera au § 11.2.

7.8.2 Règle de calcul

On détermine le coefficient de transfert thermique par ventilation du secteur énergétique i comme suit :

- pour les calculs de chauffage :

$$\text{Eq. 29} \quad H_{V,\text{heat},\text{sec } i} = H_{V,\text{inf/exfilt},\text{heat},\text{sec } i} + H_{V,\text{hyg},\text{heat},\text{sec } i} + H_{V,\text{over},\text{heat},\text{sec } i} \quad (\text{W/K})$$

- pour les calculs de refroidissement :

$$\text{Eq. 30} \quad H_{V,\text{cool},\text{sec } i,m} = \left(\begin{array}{l} H_{V,\text{inf/exfilt},\text{cool},\text{sec } i} + H_{V,\text{hyg},\text{cool},\text{sec } i,m} \\ + H_{V,\text{over},\text{cool},\text{sec } i} \end{array} \right) \quad (\text{W/K})$$

⁴ Si les volets ne sont pas commandés depuis l'intérieur, aucune réduction ne s'applique.

- pour l'évaluation du risque de surchauffe :

$$\text{Eq. 31} \quad H_{V,\text{overh},\text{seci},\text{m}} = \left(\begin{array}{l} H_{V,\text{inf/exfilt},\text{overh},\text{seci}} + H_{V,\text{hyg},\text{overh},\text{seci},\text{m}} \\ + H_{V,\text{over},\text{overh},\text{seci}} + H_{V,\text{free,nat},\text{overh},\text{seci}} \end{array} \right) \quad (\text{W/K})$$

où :

$H_{V,\text{heat},\text{seci}}$	le coefficient de transfert thermique par ventilation du secteur énergétique i pour les calculs de chauffage, en W/K ;
$H_{V,\text{cool},\text{seci},\text{m}}$	le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation du secteur énergétique i pour les calculs de refroidissement, en W/K ;
$H_{V,\text{overh},\text{seci},\text{m}}$	le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation du secteur énergétique i pour l'évaluation du risque de surchauffe, en W/K ;
$H_{V,\text{in/exfilt},\text{heat},\text{seci}}$, $H_{V,\text{in/exfilt},\text{cool},\text{seci}}$ et $H_{V,\text{in/exfilt},\text{overh},\text{seci}}$	le coefficient de transfert thermique par in/exfiltration pour les calculs de chauffage et de refroidissement respectivement et pour l'évaluation du risque de surchauffe, déterminé selon le § 7.8.3, en W/K ;
$H_{V,\text{hyg},\text{heat},\text{seci}}$	le coefficient de transfert thermique par ventilation hygiénique pour les calculs de chauffage, déterminé selon le § 7.8.5, en W/K ;
$H_{V,\text{hyg},\text{cool},\text{seci},\text{m}}$ en $H_{V,\text{hyg},\text{overh},\text{seci},\text{m}}$	le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation hygiénique pour les calculs de refroidissement en pour l'évaluation du risque de surchauffe, déterminé selon le § 7.8.5, en W/K ;
$H_{V,\text{over},\text{heat},\text{seci}}$, $H_{V,\text{over},\text{cool},\text{seci}}$ et $H_{V,\text{over},\text{overh},\text{seci}}$	le coefficient de transfert thermique par surventilation pour les calculs de chauffage et de refroidissement respectivement et pour l'évaluation du risque de surchauffe, déterminé selon le § 7.8.7, en W/K ;
$H_{V,\text{free,nat},\text{overh},\text{seci}}$	le coefficient de transfert thermique par ventilation par l'ouverture manuelle des parties ouvrantes pour l'évaluation du risque de surchauffe, déterminé selon le § 7.8.8, en W/K.

7.8.3 Coefficient de transfert thermique par in/exfiltration

L'expression pour le coefficient de transfert thermique par in/exfiltration du secteur énergétique i est la suivante :

- pour les calculs de chauffage :

$$\text{Eq. 32} \quad H_{V,\text{in/exfilt},\text{heat},\text{seci}} = 0,34 \cdot \dot{V}_{\text{in/exfilt},\text{heat},\text{seci}} \quad (\text{W/K})$$

- pour les calculs de refroidissement :

$$\text{Eq. 33} \quad H_{V,\text{in/exfilt},\text{cool},\text{seci}} = 0,34 \cdot \dot{V}_{\text{in/exfilt},\text{cool},\text{seci}} \quad (\text{W/K})$$

- pour l'évaluation du risque de surchauffe :

$$\text{Eq. 34} \quad H_{V,\text{in/exfilt},\text{overh},\text{seci}} = 0,34 \cdot \dot{V}_{\text{in/exfilt},\text{overh},\text{seci}} \quad (\text{W/K})$$

où :

$\dot{V}_{in/exfilt,heat,sec i}$, $\dot{V}_{in/exfilt,cool,sec i}$ et $\dot{V}_{in/exfilt,over,sec i}$ le débit d'infiltration/exfiltration à travers l'enveloppe non étanche du bâtiment dans le secteur énergétique i , pour les calculs de chauffage et de refroidissement respectivement et pour l'évaluation du risque de surchauffe, tel que déterminé ci-dessous, en m^3/h .

7.8.4 Débit d'infiltration et d'exfiltration

Le débit moyen d'infiltration/exfiltration à appliquer dans le secteur énergétique i , en m^3/h , est donné de manière conventionnelle par :

- pour les calculs de chauffage :

$$\text{Eq. 35} \quad \dot{V}_{in/exfilt,heat,sec i} = 0,04 \cdot \dot{v}_{50,heat} \cdot A_{T,E,sec i} \quad (m^3/h)$$

- pour les calculs de refroidissement :

$$\text{Eq. 36} \quad \dot{V}_{in/exfilt,cool,sec i} = 0,04 \cdot \dot{v}_{50,cool} \cdot A_{T,E,sec i} \quad (m^3/h)$$

- pour l'évaluation du risque de surchauffe :

$$\text{Eq. 37} \quad \begin{aligned} \text{si } H_{V,free,nat,overh,sec i} = 0 : \quad & \dot{V}_{in/exfilt,overh,sec i} = 0,04 \cdot \dot{v}_{50,overh} \cdot A_{T,E,sec i} \\ \text{si } H_{V,free,nat,overh,sec i} > 0 : \quad & \dot{V}_{in/exfilt,overh,sec i} = 0 \end{aligned} \quad (m^3/h)$$

où :

$\dot{v}_{50,heat}$, $\dot{v}_{50,cool}$ et $\dot{v}_{50,overh}$ le débit de fuite à 50 Pa par unité de surface, pour les calculs de chauffage et de refroidissement respectivement et pour l'évaluation du risque de surchauffe, tel que déterminé ci-dessous, en $m^3/(h \cdot m^2)$;

$A_{T,E,sec i}$ la surface totale de toutes les parois qui enveloppent le secteur énergétique i et à travers lesquelles des déperditions par transmission sont considérées pour la détermination de la performance énergétique⁵ (voir également le § 5.2 et le § 7.7), en m^2 .

Si une mesure de l'étanchéité à l'air de l'ensemble de l'unité PER (ou, le cas échéant, d'une partie plus grande du volume protégé) est réalisée, le débit de fuite à 50 Pa par unité de surface, $\dot{v}_{50,heat}$ et $\dot{v}_{50,cool}$, en $m^3/(h \cdot m^2)$, est de :

$$\text{Eq. 38} \quad \dot{v}_{50,heat} = \dot{v}_{50,cool} = \dot{v}_{50,overh} = \frac{\dot{V}_{50}}{A_{test}} \quad (m^3/(h \cdot m^2))$$

où :

⁵ Par conséquent, seules les constructions qui constituent la séparation entre le secteur énergétique et des espaces adjacents chauffés ne sont pas prises en compte dans la détermination de $A_{T,E,sec i}$.

A_{test} la surface totale (sur la base des dimensions extérieures) des parois qui enveloppent le volume mesuré dans le test d'étanchéité à l'air, à l'exception des parois contiguës à des espaces adjacents chauffés, en m^2 ;

\dot{V}_{50} le débit de fuite à 50 Pa de l'enveloppe extérieure, en m^3/h , dérivé du test d'étanchéité à l'air, mesuré conformément à la méthode A de la norme NBN EN 13829 et aux règles complémentaires définies par le ministre.

Sinon, les valeurs par défaut suivantes sont applicables, en $\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$:

- pour les calculs de chauffage : $\dot{V}_{50,\text{heat}} = 12$;
- pour les calculs de refroidissement : $\dot{V}_{50,\text{cool}} = 0$
- pour l'évaluation du risque de surchauffe : $\dot{V}_{50,\text{overh}} = 0$

Le ministre peut définir des spécifications complémentaires concernant la mesure de l'étanchéité à l'air.

7.8.5 Coefficient de transfert thermique par ventilation hygiénique

L'expression pour le coefficient de transfert thermique par ventilation hygiénique du secteur énergétique i est la suivante :

- pour les calculs de chauffage :

$$\text{Eq. 39} \quad H_{V,\text{hyg,heat,sec } i} = 0,34 \cdot r_{\text{preh,heat,sec } i} \cdot \dot{V}_{\text{hyg,heat,sec } i} \quad (\text{W/K})$$

- pour les calculs de refroidissement :

$$\text{Eq. 40} \quad H_{V,\text{hyg,cool,sec } i,m} = 0,34 \cdot r_{\text{preh,cool,sec } i} \cdot r_{\text{precool,sec } i,m} \cdot \dot{V}_{\text{hyg,cool,sec } i} \quad (\text{W/K})$$

- pour l'évaluation du risque de surchauffe :

$$\text{Eq. 41} \quad H_{V,\text{hyg,overh,sec } i,m} = 0,34 \cdot r_{\text{preh,overh,sec } i} \cdot r_{\text{precool,sec } i,m} \cdot \dot{V}_{\text{hyg,overh,sec } i} \quad (\text{W/K})$$

où :

$r_{\text{preh,heat,sec } i}$, $r_{\text{preh,cool,sec } i}$ et $r_{\text{preh,overh,sec } i}$ la valeur du facteur de réduction pour l'effet du préchauffage sur les besoins nets en énergie pour les calculs de chauffage et de refroidissement respectivement et pour l'évaluation du risque de surchauffe, déterminée selon l'Annexe B du présent texte, (-) ;

$\dot{V}_{\text{hyg,heat,sec } i}$, $\dot{V}_{\text{hyg,cool,sec } i}$ et $\dot{V}_{\text{hyg,overh,sec } i}$ le débit de ventilation hygiénique du secteur énergétique i , pour les calculs de chauffage et de refroidissement respectivement et pour l'évaluation du risque de surchauffe, tel que déterminé ci-dessous, en m^3/h ;

$r_{\text{precool,sec } i,m}$ un facteur de multiplication mensuel pour l'effet du pré-refroidissement de l'air de ventilation pour les calculs de refroidissement et pour la détermination de l'indicateur de surchauffe, déterminé selon l'Annexe B du présent texte, (-).

7.8.6 Débit de ventilation hygiénique

On détermine le débit de ventilation hygiénique du secteur énergétique i comme suit :

$$\text{Eq. 42} \quad \dot{V}_{\text{hyg,heat,sec } i} = \left[0,2 + 0,5 \cdot e^{\left(\frac{-V_{\text{EPR}}}{500}\right)} \right] \cdot f_{\text{reduc,vent,heat,sec } i} \cdot m_{\text{heat,sec } i} \cdot V_{\text{sec } i} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

$$\text{Eq. 43} \quad \dot{V}_{\text{hyg,cool,sec } i} = \left[0,2 + 0,5 \cdot e^{\left(\frac{-V_{\text{EPR}}}{500}\right)} \right] \cdot f_{\text{reduc,vent,cool,sec } i} \cdot m_{\text{cool,sec } i} \cdot V_{\text{sec } i} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

$$\text{Eq. 44} \quad \dot{V}_{\text{hyg,overh,sec } i} = \left[0,2 + 0,5 \cdot e^{\left(\frac{-V_{\text{EPR}}}{500}\right)} \right] \cdot f_{\text{reduc,vent,overh,sec } i} \cdot m_{\text{overh,sec } i} \cdot V_{\text{sec } i} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

où :

V_{EPR} le volume total de l'unité PER, déterminé selon le § 6, in m^3 ;

$f_{\text{reduc,vent,heat,sec } i}$, $f_{\text{reduc,vent,cool,sec } i}$ et $f_{\text{reduc,vent,overh,sec } i}$ un facteur de réduction pour la ventilation dans le secteur énergétique i pour les calculs de chauffage et de refroidissement respectivement et pour l'évaluation du risque de surchauffe, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;

$m_{\text{heat,sec } i}$, $m_{\text{cool,sec } i}$ et $m_{\text{overh,sec } i}$ un facteur de multiplication qui est fonction du système de ventilation dans le secteur énergétique i et de la qualité de sa mise en œuvre, pour les calculs de chauffage et de refroidissement respectivement et pour l'évaluation du risque de surchauffe, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;

$V_{\text{sec } i}$ le volume du secteur énergétique i , en m^3 .

La valeur par défaut de $f_{\text{reduc,vent,heat,sec } i}$, $f_{\text{reduc,vent,cool,sec } i}$ et $f_{\text{reduc,vent,overh,sec } i}$ est 1. Des valeurs plus favorables sont à déterminer selon des règles préalablement définies par le ministre ou, à défaut, sur la base d'une demande d'équivalence.

La valeur du facteur de multiplication $m_{\text{heat,sec } i}$, $m_{\text{cool,sec } i}$ et $m_{\text{overh,sec } i}$ peut varier entre 1,0 et 1,5. La valeur par défaut de $m_{\text{heat,sec } i}$ est 1,5. La valeur par défaut de $m_{\text{cool,sec } i}$ et $m_{\text{overh,sec } i}$ est 1,0. Les performances des dispositifs de ventilation sont déterminées selon des règles préalablement définies par le ministre. Si les performances ne sont pas déterminées selon ces règles, la valeur par défaut doit être considérée. Pour déterminer des valeurs plus favorables, on se reportera à l'Bijlage B du présent texte.

7.8.7 Coefficient de transfert thermique par surventilation

L'air extrait des systèmes de ventilation à extraction mécanique est quelquefois utilisé comme source de chaleur par une pompe à chaleur pour la préparation d'eau chaude sanitaire.

Dans ce cas, il est question de surventilation si la quantité d'air rejeté, nécessaire à un moment donné au bon fonctionnement de la pompe à chaleur, est supérieure au débit de ventilation hygiénique à ce moment.

L'expression pour le coefficient de transfert thermique par surventilation du secteur énergétique i est la suivante :

$$\text{Eq. 45} \quad H_{V,\text{over,heat,sec } i} = H_{V,\text{over,cool,sec } i} = H_{V,\text{over,overh,sec } i} = 0,34 \cdot \dot{V}_{\text{over,sec } i} \quad (\text{W/K})$$

où :

$\dot{V}_{\text{over,sec } i}$ le débit d'air supplémentaire résultant d'une surventilation dans le secteur énergétique i , dans le cas de systèmes à extraction mécanique où une pompe à chaleur utilise l'air extrait comme source de chaleur pour la préparation d'eau chaude sanitaire, tel que déterminé ci-dessous, en m^3/h .

L'effet de la surventilation n'est pas encore pris en compte et on a : $\dot{V}_{\text{over,sec } i} = 0$

7.8.8 Coefficient de transfert thermique par ventilation par l'ouverture manuelle des parties ouvrantes

L'expression pour le coefficient de transfert thermique par des parties ouvrantes du secteur énergétique i est la suivante :

$$\text{Eq. 46} \quad H_{V,\text{free,nat,overh,sec } i} = 0,34 \cdot \dot{V}_{\text{free,nat,overh,sec } i} \quad (\text{W/K})$$

où :

$\dot{V}_{\text{free,nat,overh,sec } i}$ le débit de ventilation utilisé pour déterminer l'indicateur de surchauffe en cas de ventilation par l'ouverture manuelle des parties ouvrantes, tel que déterminé au § 7.8.9, en m^3/h .

Le débit de ventilation utilisé pour déterminer l'indicateur de surchauffe en cas de ventilation par l'ouverture manuelle des parties ouvrantes est déterminé sur la base du Tableau [37] en fonction du potentiel de ventilation intensive.

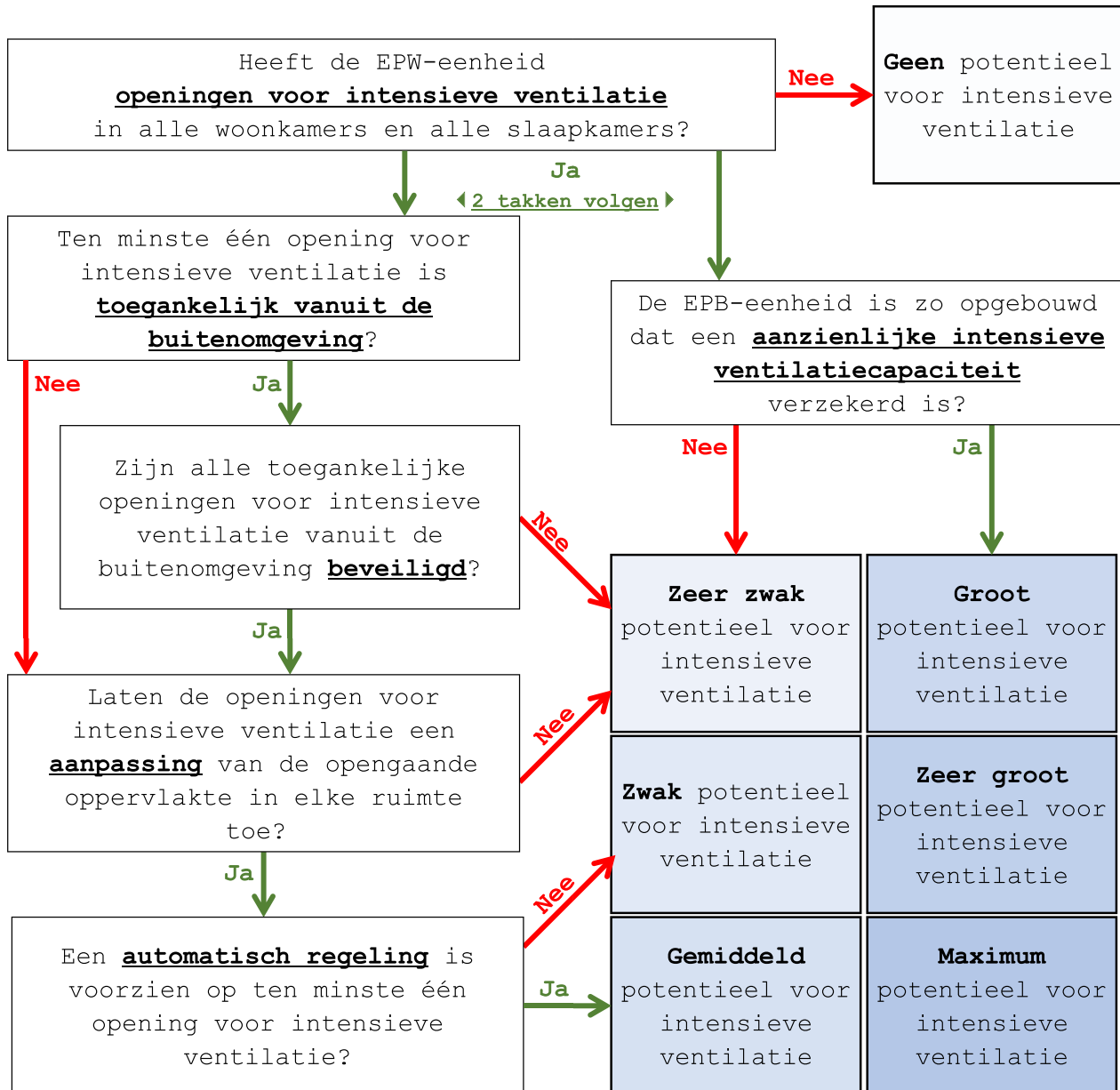
Tableau [37] : Valeurs du débit de ventilation par ouverture des fenêtres, selon le potentiel de ventilation intensive

Potentiel de ventilation intensive	$\dot{V}_{\text{free,nat,overh,sec } i}$ (m^3/h)
Potentiel de ventilation intensive nul	0
Potentiel de ventilation intensive très faible	0,15 · $V_{\text{sec } i}$
Potentiel de ventilation intensive faible	0,20 · $V_{\text{sec } i}$
Potentiel de ventilation intensive moyen	0,40 · $V_{\text{sec } i}$
Potentiel de ventilation intensive élevé	0,55 · $V_{\text{sec } i}$
Potentiel de ventilation intensive très élevé	0,70 · $V_{\text{sec } i}$
Potentiel de ventilation intensive maximal	1,10 · $V_{\text{sec } i}$

7.8.9 Potentieel de ventilation intensive

Le potentiel de ventilation intensive est déterminé pour l'ensemble de l'unité PER sur la base de l'organigramme repris dans la Figure [2] ci-dessous, dont les différents termes sont définis ci-après.

Figure [2] : Potentieel de ventilation intensive



Une ouverture de ventilation intensive consiste en un seul élément ouvrant, ou une combinaison de plusieurs éléments ouvrants, de type fenêtre, panneau, porte, porte coulissante ou grille, dont la surface cumulée permettant le passage d'air est supérieure à 6,4 % de la surface de plancher nette totale du local d'implantation.

L'accessibilité d'une ouverture de ventilation intensive depuis l'extérieur est établie selon les règles fixées par le ministre ou, à défaut, une ouverture doit être réputée accessible depuis l'extérieur.

Une ouverture de ventilation intensive est réputée sécurisée si soit elle offre la possibilité d'une position d'ouverture fixe permettant un passage d'air d'une hauteur ou d'une largeur ne dépassant pas 15 cm, soit elle est équipée d'un dispositif, fixe ou mobile mais présentant des positions fixes, divisant l'ouverture en éléments dont la hauteur ou la largeur de passage d'air ne dépasse pas 15 cm. L'impact de la présence de l'élément de sécurisation sur la surface de passage d'air et la réduction correspondante du débit d'air sont négligés.

Une ouverture de ventilation intensive permet une modulation de la surface d'ouverture si elle offre au moins une configuration d'ouverture fixe entre les configurations complètement ouverte et complètement fermée.

Une ouverture est dotée d'une régulation automatique si elle est équipée d'un dispositif de robotisation intégrant les mesures d'une sonde de température dans l'ambiance intérieure.

Une unité PER est configurée de façon à assurer une capacité de ventilation intensive importante si elle permet une ventilation soit traversante, par des ouvertures distribuées sur au moins deux façades dont l'orientation diffère de 90° ou plus, soit par effet cheminée, par des ouvertures dont les hauteurs moyennes sont distantes d'au moins 3 m selon un axe vertical.

7.9 Gains de chaleur internes mensuels

7.9.1 Principe

Les gains de chaleur internes sont formés par toute la chaleur produite dans un secteur énergétique par des sources internes, à l'exception du système de chauffage des locaux: p. ex. la chaleur dégagée par les personnes, l'éclairage et les appareils. Dans le cadre de la réglementation, leur valeur est établie de manière forfaitaire. Dans les espaces adjacents non chauffés, les gains de chaleur internes sont considérés comme nuls.

7.9.2 Règle de calcul

On détermine les gains de chaleur internes dans un secteur énergétique i pendant un mois donné comme suit :

$$\text{Eq. 50} \quad \begin{array}{l} \text{si } V_{\text{EPR}} \leq 192 \text{ m}^3 : \\ \text{si } V_{\text{EPR}} > 192 \text{ m}^3 : \end{array} \quad \begin{array}{l} Q_{i,\text{seci},m} = (1,41 \cdot V_{\text{EPR}} + 78) \cdot \frac{V_{\text{seci}}}{V_{\text{EPR}}} \cdot t_m \\ Q_{i,\text{seci},m} = (0,67 \cdot V_{\text{EPR}} + 220) \cdot \frac{V_{\text{seci}}}{V_{\text{EPR}}} \cdot t_m \end{array} \quad (\text{MJ})$$

où :

V_{EPR} le volume total de l'unité PER, déterminé selon le § 6, in m^3 ;
 V_{seci} le volume du secteur énergétique i , en m^3 ;
 t_m la longueur du mois considéré, en Ms, voir le Tableau [1].

7.10 Gains solaires mensuels

7.10.1 Principe

Les gains solaires pour un mois donné se composent de la somme de 3 termes :

- les gains solaires par les parois transparentes, à l'exception des parois en briques de verre,
- les gains solaires par les systèmes d'énergie solaire passifs non ventilés,
- les gains solaires provenant d'espaces adjacents non chauffés.

Les systèmes d'énergie solaire passifs ventilés avec de l'air extérieur ou intérieur doivent être traités selon des règles préalablement définies par le ministre ou, à défaut, sur la base d'une demande d'équivalence et selon l'annexe F de la NBN EN 13790.

7.10.2 Règle de calcul

On détermine les gains solaires dans un secteur énergétique i pendant un mois donné comme suit :

$$\text{Eq. 51} \quad Q_{s,heat,sec\ i,m} = \sum_{j=1}^m Q_{s,heat,tr,m,j} + \sum_{k=1}^n Q_{s,heat,ps,m,k} + \sum_{l=1}^p Q_{s,heat,sec\ i,U,m,l} \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{s,heat,tr,m,j}$ les gains solaires par une paroi transparente j pendant le mois considéré, en MJ, déterminés selon le § 7.10.3 ;

$Q_{s,heat,ps,m,k}$ les gains solaires par un système d'énergie solaire passif non ventilé k pendant le mois considéré, en MJ, déterminé selon le § 7.10.4 ;

$Q_{s,heat,sec\ i,U,m,l}$ la part des gains solaires de l'espace adjacent non chauffé l pendant le mois considéré qui profite indirectement au secteur énergétique i , en MJ, déterminée selon l'Bijlage A et l'Bijlage C du présent texte.

À cet égard, il faut faire la somme sur toutes les parois transparentes j , à l'exception des parois en briques de verre, tous les systèmes d'énergie solaire passifs non ventilés k et tous les espaces adjacents non chauffés l du secteur énergétique i . Concernant le traitement des espaces adjacents non chauffés, on se reportera à l'Bijlage A du présent texte.

L'indice 'heat' (c.-à-d. la valeur utilisée pour la détermination des besoins nets en énergie pour le chauffage des locaux) est remplacé par l'indice 'cool' pour la détermination des besoins nets en énergie pour le refroidissement des locaux et par l'indice 'overh' pour la détermination de l'indicateur de surchauffe.

7.10.3 Gains solaires par une paroi transparente

7.10.3.1 Principe

L'importance des gains solaires par une paroi transparente dépend de l'écran formé par des éléments de l'environnement étrangers au bâtiment et liés au bâtiment, par des protections solaires fixes et par des protections solaires mobiles. L'écran formé par des éléments de l'environnement est pris en compte dans le calcul de

l'ensoleillement incident ; l'écran formé par une protection solaire l'est par adaptation du facteur solaire g .

7.10.3.2 Règle de calcul

On détermine les gains solaires par la paroi transparente j , $Q_{s,heat,tr,m,j}$, comme suit :

$$\text{Eq. 52} \quad Q_{s,heat,tr,m,j} = 0,95 \cdot g_{m,j} \cdot A_{g,j} \cdot I_{s,m,j,shad} \quad (\text{MJ})$$

où :

0,95	le facteur de réduction lié à la salissure ;
$g_{m,j}$	le facteur solaire mensuel de la paroi transparente j , déterminé selon le § 7.10.3.3, (-) ;
$A_{g,j}$	la surface vitrée de la paroi transparente j , en m^2 ;
$I_{s,m,j,shad}$	l'ensoleillement de la paroi transparente j pour le mois considéré compte tenu de l'ombrage d'obstacles fixes, en MJ/m^2 , déterminé selon l'Bijlage C du présent texte.

Pour les lanterneaux/voûtes filantes, la surface vitrée $A_{g,j}$ de l'Eq. 52 est remplacée par la surface de la projection horizontale de la surface extérieure translucide $A_{t,flat}$ telle que définie dans la norme NBN EN 1873.

Si la paroi transparente j est une fenêtre dont la valeur U est déterminée avec la méthode simplifiée, il faut toujours prendre :

$$\text{Eq. 53} \quad \begin{aligned} \text{si } U_g \leq U_f : A_{g,j} &= 0,7 A_{w,d,j} \\ \text{si } U_g > U_f : A_{g,j} &= 0,8 A_{w,d,j} \end{aligned} \quad (\text{m}^2)$$

où :

$A_{w,d,j}$	la surface de la baie de fenêtre j , en m^2 .
-------------	----------------------------------------------------------

7.10.3.3 Facteur solaire mensuel $g_{m,j}$ d'une paroi transparente

7.10.3.3.1 Principe

Le facteur solaire mensuel d'une paroi transparente ($g_{m,j}$) est déterminé par le facteur solaire de sa partie transparente et la nature de la protection solaire. À cet égard, il convient d'établir une distinction entre protection solaire intérieure, protection solaire extérieure et protection solaire intégrée. Une protection solaire intérieure se trouve du côté intérieur de la paroi transparente, une protection solaire extérieure se trouve du côté extérieur, et une protection solaire intégrée se trouve entre les feuilles de verre qui constituent ensemble la partie transparente. Les protections solaires extérieures peuvent se situer dans le plan et en dehors du plan de la paroi transparente. Les volets, volets roulants, stores et persiennes sont des exemples de protections solaires situées dans le plan. Les marquises, stores à projection et stores bannes à bras articulés sont des exemples de protections solaires hors du plan. Une protection solaire composée exclusivement d'écrans architectoniques est traitée comme un élément de l'environnement lié au bâtiment. Par ailleurs, les protections solaires peuvent être fixes, à commande manuelle ou automatiques (distinction importante pour la détermination du facteur d'utilisation $a_{c,m,j}$). Dans le cas d'une protection solaire fixe, la position est immuable ; les protections solaires à commande manuelle et automatiques ont au moins deux positions. Une commande automatique exige un activateur piloté de manière automatique (par exemple, un moteur) et au moins un capteur solaire par orientation de façade ou un détecteur d'absence qui referme la protection solaire en cas d'absence. Dans le cas d'une protection solaire

intégrée où la lame d'air est ventilée avec de l'air intérieur ou extérieur, le facteur solaire doit être déterminé sur la base d'une demande d'équivalence.

7.10.3.3.2 Règle de calcul

On détermine le facteur solaire moyen d'une paroi transparente comme suit

$$\text{Eq. 54} \quad g_{m,j} = 0,9 \cdot (a_{c,m} F_c + (1 - a_{c,m})) \cdot g_{g,\perp} \quad (-)$$

où :

- 0,9 une valeur fixe pour la correction de l'angle d'incidence, (-) ;
- F_c le facteur de réduction pour protection solaire, déterminé selon le § 7.10.3.4, (-) ;
- $a_{c,m}$ le facteur d'utilisation mensuel de la protection solaire, déterminé selon le § 7.10.3.5, (-) ;
- $g_{g,\perp}$ le facteur solaire du vitrage pour une incidence normale, déterminé selon la norme NBN EN 410 (où le facteur est désigné par le symbole g), (-).

Si une paroi transparente est équipée de plusieurs systèmes de protection solaire mobiles (p. ex., protection solaire intérieure et extérieure), il convient de considérer le système dont la valeur F_c est la plus élevée pour les calculs de chauffage. Pour déterminer l'indicateur de surchauffe et les besoins nets en énergie pour le refroidissement des locaux, on considérera le système dont la valeur F_c est la plus basse.

7.10.3.4 Facteur de réduction F_c pour protection solaire

7.10.3.4.1 Protection solaire dans le plan de la paroi transparente

Le facteur de réduction pour une protection solaire située dans le plan de la paroi transparente est donné par le rapport entre le facteur solaire pour une incidence normale de la combinaison partie transparente et protection solaire et le facteur solaire pour une incidence normale de la seule partie transparente :

$$\text{Eq. 55} \quad F_c = \frac{g_{g+C,\perp}}{g_{g,\perp}} \quad (-)$$

où :

- $g_{g+C,\perp}$ le facteur solaire pour une incidence normale de la combinaison partie transparente et protection solaire, déterminé selon les normes NBN EN ISO 52022-1, NBN EN ISO 52022-1 (où le facteur est désigné par le symbole et l'indice g_{tot}) ou selon la norme ISO 15099. La norme NBN EN ISO 52022-1 ne peut être appliquée que si toutes les conditions posées dans la norme sont remplies, (-) ;
- $g_{g,\perp}$ le facteur solaire pour une incidence normale pour la partie transparente de la paroi transparente, déterminé selon la norme NBN EN 410 (où le facteur est désigné par le symbole g), (-).

Si $g_{g+c,i}$ n'est pas indiqué, il convient d'utiliser les valeurs par défaut du Tableau [3]. Ces valeurs sont indépendantes du facteur solaire de la partie transparente et restent constantes tout au long de l'année.

Tableau [3] : Valeurs par défaut du facteur de réduction F_c pour une protection solaire dans le plan de la paroi transparente

Systeme de protection solaire	F_c
Protection solaire extérieure	0,50
Protection solaire intégrée non ventilée	0,60
Protection solaire intérieure	0,90
Tous les autres cas :	1,00

7.10.3.4.2 Protection solaire hors du plan de la paroi transparente

Seules les protections solaires dont le facteur de transmission solaire (moyen surfacique) $\tau_{e,dir,h}$ (angle d'incidence perpendiculaire, transmission hémisphérique) est inférieur à 30 % sont prises en considération. Les protections solaires qui ne satisfont pas à ce critère sont ignorées.

Le facteur de réduction moyen mensuel F_c pour une protection solaire hors du plan de la paroi transparente est donné par le rapport entre l'ensoleillement mensuel sur la paroi transparente ombragée par la protection solaire et l'ensoleillement mensuel de la paroi transparente non ombragée :

$$\text{Eq. 56} \quad F_c = \frac{I_{s,m,j,shad,wC}}{I_{s,m,j,shad,woC}} \quad (-)$$

où :

$I_{s,m,j,shad,wC}$ l'ensoleillement de la paroi transparente j pour le mois considéré compte tenu de l'ombrage assuré tant par les obstacles fixes que par la protection solaire, en MJ/m², déterminé selon l'Annexe C du présent texte. Cela requiert la détermination de l'angle de saillie verticale α_v . La protection solaire est traitée ici comme si elle était opaque ;

$I_{s,m,j,shad,woC}$ l'ensoleillement de la paroi transparente j pour le mois considéré compte tenu uniquement de l'ombrage d'obstacles fixes, en MJ/m², déterminé selon l'Annexe C du présent texte.

7.10.3.5 Facteur d'utilisation mensuel $a_{c,m}$

Le facteur d'utilisation mensuel $a_{c,m}$ doit être déterminé par paroi transparente, en fonction du type de commande (manuelle ou automatique) et en fonction de l'orientation φ_j et de la pente θ_j de la surface vitrée j .

Dans le cas d'une protection solaire fixe, on considère que $a_{c,m}$ est toujours égal à 1.

Dans le cas d'une protection solaire mobile, on dérive $a_{c,m}$ du Tableau [4]. Les tableaux C1 et C2 sont repris à l'Annexe C du présent texte. La valeur varie selon qu'il s'agit de déterminer les besoins nets en énergie pour le chauffage ou le refroidissement des locaux ou le risque de surchauffe.

Tableau [4] : Facteur d'utilisation moyen $a_{c,m}$, en fonction du type de calcul

Calcul / Commande	Chauffage des locaux	Refroidissement des locaux	Surchauffe
manuelle	0,0	0,2	Tableaux C1
automatique	0,0	MAX(0,0 ; Tableaux C2 -0,1)	Tableaux C2

7.10.4 Gains solaires par un système d'énergie solaire passif non ventilé

7.10.4.1 Définitions

- Un système d'énergie solaire passif non ventilé est une construction composée d'une partie extérieure transparente et d'une partie intérieure opaque, où aucune circulation d'air extérieur ou intérieur n'a lieu dans la (les) lame(s) d'air (éventuellement) présente(s). Les murs (massifs) avec survitrage, combinés ou non avec une isolation transparente supplémentaire, en sont des exemples.

7.10.4.2 Règle de calcul

On détermine les gains solaires du système d'énergie solaire passif non ventilé k pendant le mois considéré comme suit :

$$\text{Eq. 57} \quad Q_{s,\text{heat},ps,m,k} = g_{\text{eff},t,m,k} \cdot A_{ps,g,k} \cdot I_{s,m,k,\text{shad}} \quad (\text{MJ})$$

où :

- $g_{\text{eff},t,m,k}$ le facteur solaire effectif du système k , tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
- $A_{ps,g,k}$ la surface transparente du système d'énergie solaire passif k , en m^2 ;
- $I_{s,m,k,\text{shad}}$ l'ensoleillement du système k pour le mois considéré compte tenu de l'ombrage d'obstacles fixes, en MJ/m^2 , déterminé selon l'Annexe C du présent texte.

On détermine $g_{\text{eff},t,m,k}$ comme suit :

- concernant les parois de doublage dont le facteur de transmission de l'énergie solaire est non négligeable, la valeur effective est proportionnelle à l'absorption de la partie opaque :

$$\text{Eq. 58} \quad g_{\text{eff},t,m,k} = \alpha \cdot (g_{t,h} - c_{m,k} \cdot g_{t,\perp}) \frac{U}{U_{te}} \quad (-)$$

- concernant les parois de doublage dont le facteur de transmission de l'énergie solaire est négligeable (p. ex., les structures dans lesquelles un absorbeur est intégré), la valeur déterminée sur la base de mesures est adaptée afin de tenir compte de la résistance thermique de la lame d'air (non ventilée) entre la paroi de doublage et la partie opaque :

$$\text{Eq. 59} \quad g_{\text{eff},t,m,k} = (R_{\text{se}} + R_t) \cdot (g_{t,h} - c_{m,k} \cdot g_{t,l}) \cdot U \quad (-)$$

où :

$$\text{Eq. 60} \quad U = 1 / (R_{\text{se}} + R_t + R_{\text{al}} + R_i + R_{\text{si}}) \quad (\text{W/m}^2 \cdot \text{K})$$

$$\text{Eq. 61} \quad U_{\text{te}} = 1 / (R_{\text{se}} + R_t + R_{\text{al}}) \quad (\text{W/m}^2 \cdot \text{K})$$

où :

- α le coefficient d'absorption de la partie opaque, (-) ;
- $g_{t,h}$ le facteur solaire de la paroi de doublage pour un rayonnement solaire hémisphérique diffus, (-) ;
- $c_{m,k}$ un coefficient dérivé du Tableau [5], (-) ;
- $g_{t,l}$ le facteur solaire de la paroi de doublage sous un angle d'incidence normal, (-) ;
- U le coefficient de transmission thermique de l'élément de structure, de l'intérieur vers l'extérieur, en $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$;
- U_{te} le coefficient de transmission thermique externe de l'élément de structure, depuis la surface qui délimite la paroi de doublage jusqu'à l'environnement extérieur, en $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$;
- R_{se} la résistance thermique superficielle externe, en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$;
- R_t la résistance thermique de la paroi de doublage, en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$;
- R_{si} la résistance thermique superficielle interne, en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$;
- R_{al} la résistance thermique de la couche d'air (non ventilée) entre la partie opaque et la paroi de doublage, en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$;
- R_i la résistance thermique de l'élément de construction opaque derrière la paroi de doublage, en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$.

Tableau [5] : Coefficients $c_{m,k}$ pour le calcul du facteur solaire effectif d'une isolation transparente sur la base des valeurs mesurées pour l'incidence perpendiculaire et hémisphérique (pour les murs verticaux)

	Jan	Fév	Mar	Avr	Mai	Juin	Juil	Août	Sept	Oct	Nov	Déc
S	-0,105	-0,067	-0,023	0,042	0,073	0,089	0,094	0,062	0,005	-0,054	-0,093	-0,105
SO/SE	-0,034	-0,027	-0,010	0,002	0,022	0,037	0,036	0,013	-0,015	-0,025	-0,034	-0,026
O/E	0,054	0,033	0,016	-0,012	-0,005	-0,002	-0,012	-0,007	-0,001	0,024	0,049	0,052
NO/NE	0,002	0,008	0,016	0,030	0,018	0,013	0,013	0,024	0,033	0,014	0,004	0,000
N	0,000	0,000	0,000	0,011	0,021	0,031	0,042	0,012	0,000	0,000	0,000	0,000

7.11 Besoins annuels nets en énergie pour le chauffage des locaux

On détermine les besoins annuels nets en énergie pour le chauffage des locaux de l'unité PER comme suit :

$$\text{Eq. 282} \quad Q_{\text{heat,net,a}} = \sum_{m=1}^{12} (Q_{\text{heat,net,m}}) \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{\text{heat,net,m}}$ les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage des locaux de l'unité PER, en MJ, tels que déterminés ci-dessous.

On détermine les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage des locaux de l'unité PER comme suit :

Eq. 283
$$Q_{\text{heat,net,m}} = \sum_i (Q_{\text{heat,net,seci,m}})$$
 (MJ)

où :

$Q_{\text{heat,net,sec i,m}}$ les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i , déterminés selon le § 7.2.

Il convient de faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PER.

8 Risque de surchauffe et refroidissement

8.1 Principe

Dans un climat froid comme celui de la Belgique, une combinaison raisonnable d'interventions constructives et occupationnelles réduit suffisamment le risque de surchauffe estivale dans les bâtiments résidentiels pour pouvoir se passer de refroidissement actif. Il suffit de ne pas prendre une surface de parois transparentes trop grande, de prévoir, si nécessaire, une protection solaire extérieure, de conférer aux parois intérieures, plafonds et planchers une masse thermique accessible suffisamment élevée et d'assurer une ventilation supplémentaire la nuit.

S'il y a malgré tout des plaintes, elles sont généralement liées à une pièce. Les gains solaires par pièce, les gains de chaleur internes, la masse thermique accessible, les possibilités de ventilation et la température souhaitée (différente, par exemple, dans une salle de bains et dans une chambre à coucher) déterminent, entre autres, le risque de surchauffe dans cette pièce et la décision éventuelle de prévoir quand même un refroidissement actif. Une évaluation du risque de surchauffe devrait donc se faire au niveau de chaque pièce. Dans le cadre de la présente annexe, on utilise une méthode très simplifiée qui évalue la surchauffe par secteur énergétique et non par pièce.

Le calcul est opéré en 3 étapes.

Dans une première étape, on procède à une évaluation conventionnelle du risque de surchauffe par secteur énergétique. Les gains de chaleur normalisés excédentaires sont pris comme indicateur du risque de surchauffe.

Le fait que l'indicateur de surchauffe reste sous la valeur maximale autorisée (soit, la limite de l'acceptable) ne constitue pas en soi une garantie absolue que des problèmes de surchauffe ne surviendront pas par la suite. Lorsque l'indicateur se situe légèrement sous la valeur maximale, il subsiste un risque réel. Si des problèmes de surchauffe se produisent par la suite, il y a de grandes chances pour qu'une installation de refroidissement actif soit installée, avec la consommation d'énergie y afférente. Pour tenir compte de manière équilibrée de l'effet de cette consommation sur la performance énergétique du bâtiment lors de la conception et de la construction, on introduit le concept de refroidissement fictif.

De la sorte, on anticipe de manière conventionnelle une éventuelle consommation de froid ultérieure

Dans une deuxième étape, on définit dès lors, en fonction de l'indicateur de surchauffe, une sorte de probabilité conventionnelle d'installation d'un refroidissement actif a posteriori.

- Si une installation de refroidissement est présente dès le début, les besoins de refroidissement sont évidemment intégralement pris en compte. La probabilité qu'une installation de refroidissement soit placée est alors toujours de 1, quelle que soit la valeur de l'indicateur de surchauffe.
- Si aucun refroidissement actif n'est prévu lors de la construction, on considère une valeur seuil pour l'indicateur de surchauffe. Sous ce seuil, le risque de surchauffe est à ce point négligeable que la probabilité conventionnelle d'installation d'un système de refroidissement a posteriori est nulle. Entre la valeur seuil et la valeur maximale autorisée, on considère conventionnellement une augmentation linéaire de la probabilité entre 0 et 1.

Dans le cas où la probabilité conventionnelle est différente de zéro, on calcule, dans une troisième étape, les besoins nets en énergie pour le refroidissement à l'aide des gains de chaleur excédentaires dépassant la valeur de consigne du

refroidissement. Conventionnellement, la valeur de calcul retenue est de 23°C. Dans le cas où un refroidissement actif assure le confort, les occupants recourront moins à d'éventuelles protections solaires ou à des possibilités de ventilation (nocturne) intensive. C'est pourquoi ces dispositifs sont considérés d'une autre manière que lors de l'évaluation du risque de surchauffe.

8.2 8.2 Détermination de l'indicateur de surchauffe

On considère que l'indicateur de surchauffe du secteur énergétique i ou de l'unité PER est égal aux gains de chaleur annuels normalisés excédentaires du secteur énergétique i ou de l'unité PER par rapport à la température de consigne du refroidissement. Ils constituent la somme des valeurs mensuelles correspondantes :

$$\text{Eq. 62} \quad I_{\text{overh,sec } i} = Q_{\text{excess norm,sec } i,a} = \sum_{m=1}^{12} Q_{\text{excess norm,sec } i,m} \quad (\text{Kh})$$

$$\text{Eq. 419} \quad I_{\text{overh,EPR}} = Q_{\text{excess norm,EPR,a}} = \sum_{m=1}^{12} Q_{\text{excess norm,EPR,m}} \quad (\text{Kh})$$

où :

$$\text{Eq. 394} \quad Q_{\text{excess norm,sec } i,m} = \frac{(1-\eta_{\text{util,overh,sec } i,m}) \cdot (1-f_{\text{cool,geo,sec } i,m}) \cdot Q_{g,\text{overh,sec } i,m}}{H_{T,\text{overh,sec } i,m} + H_{V,\text{overh,sec } i,m}} \cdot \frac{1000}{3,6} \quad (\text{Kh})$$

$$\text{Eq. 420} \quad Q_{\text{excess norm,EPR,m}} = \frac{(1-\eta_{\text{util,overh,EPR,m}}) \cdot \sum_i [(1-f_{\text{cool,geo,sec } i,m}) \cdot Q_{g,\text{overh,sec } i,m}]}{\sum_i (H_{T,\text{overh,sec } i,m} + H_{V,\text{overh,sec } i,m})} \cdot \frac{1000}{3,6} \quad (\text{Kh})$$

où :

$$\text{Eq. 64} \quad Q_{g,\text{overh,sec } i,m} = Q_{i,\text{sec } i,m} + Q_{s,\text{overh,sec } i,m} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 421} \quad \eta_{\text{util,overh,sec } i,m} = a_{\text{sec } i,m} / (a_{\text{sec } i,m} + 1) \quad \text{pour } \gamma_{\text{overh,sec } i,m} = 1$$

$$\eta_{\text{util,overh,sec } i,m} = \frac{1 - (\gamma_{\text{overh,sec } i,m})^{a_{\text{sec } i,m}}}{1 - (\gamma_{\text{overh,sec } i,m})^{a_{\text{sec } i,m} + 1}} \quad \text{pour tous les autres cas} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 422} \quad \eta_{\text{util,overh,EPR,m}} = a_{\text{EPR,m}} / (a_{\text{EPR,m}} + 1) \quad \text{pour } \gamma_{\text{overh,EPR,m}} = 1$$

$$\eta_{\text{util,overh,EPR,m}} = \frac{1 - (\gamma_{\text{overh,EPR,m}})^{a_{\text{EPR,m}}}}{1 - (\gamma_{\text{overh,EPR,m}})^{a_{\text{EPR,m}} + 1}} \quad \text{pour tous les autres cas} \quad (-)$$

où :

$$\text{Eq. 66} \quad \gamma_{\text{overh,sec } i,m} = Q_{g,\text{overh,sec } i,m} / Q_{L,\text{overh,sec } i,m} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 423} \quad Y_{\text{overh,EPR,m}} = \frac{\sum_i Q_{g,\text{overh,sec } i,m}}{\sum_i Q_{L,\text{overh,sec } i,m}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 424} \quad a_{\text{sec } i,m} = 1 + \frac{\tau_{\text{overh,sec } i,m}}{54000} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 425} \quad a_{\text{EPR,m}} = 1 + \frac{\tau_{\text{overh,EPR,m}}}{54000} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 68} \quad Q_{L,\text{overh,sec } i,m} = Q_{T,\text{overh,sec } i,m} + Q_{V,\text{overh,sec } i,m} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 69} \quad Q_{T,\text{overh,sec } i,m} = H_{T,\text{overh,sec } i,m} (23 - (\theta_{e,m} + \Delta\theta_{e,m})) \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 70} \quad Q_{V,\text{overh,sec } i,m} = H_{V,\text{overh,sec } i,m} (23 - (\theta_{e,m} + \Delta\theta_{e,m})) \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 71} \quad \tau_{\text{overh,sec } i,m} = \frac{C_{\text{sec } i}}{H_{T,\text{overh,sec } i,m} + H_{V,\text{overh,sec } i,m}} \quad (\text{s})$$

$$\text{Eq. 426} \quad \tau_{\text{overh,EPR,m}} = \frac{\sum_i C_{\text{sec } i}}{\sum_i (H_{T,\text{overh,sec } i,m} + H_{V,\text{overh,sec } i,m})} \quad (\text{s})$$

où :

- $\eta_{\text{util,overh,sec } i,m}$ le taux d'utilisation des gains de chaleur mensuels du secteur énergétique i , pour l'évaluation du risque de surchauffe, (-) ;
- $Q_{g,\text{overh,sec } i,m}$ les gains de chaleur mensuels par ensoleillement et par production de chaleur interne dans le secteur énergétique i pour l'évaluation du risque de surchauffe, en MJ ;
- $Q_{i,\text{sec } i,m}$ les gains de chaleur mensuels par production de chaleur interne dans le secteur énergétique i , en MJ, déterminés selon le § 7.9.2 ;
- $Q_{s,\text{overh,sec } i,m}$ les gains de chaleur mensuels par ensoleillement dans le secteur énergétique i pour l'évaluation du risque de surchauffe, en MJ, déterminé selon le § 7.10 ;
- $Y_{\text{overh,sec } i,m}$ le rapport entre les gains de chaleur mensuels et les déperditions de chaleur mensuelles dans le secteur énergétique i pour l'évaluation du risque de surchauffe, (-) ;
- $Q_{L,\text{overh,sec } i,m}$ les déperditions de chaleur mensuelles du secteur énergétique i par transmission et par ventilation pour l'évaluation du risque de surchauffe, en MJ ;
- a_m un paramètre numérique, (-) ;
- $Q_{T,\text{overh,sec } i,m}$ les déperditions de chaleur mensuelles par transmission du secteur énergétique i pour l'évaluation du risque de surchauffe, en MJ ;
- $Q_{V,\text{overh,sec } i,m}$ les déperditions de chaleur mensuelles par ventilation du secteur énergétique i pour l'évaluation du risque de surchauffe, en MJ ;

$\theta_{e,m}$	la température extérieure moyenne mensuelle, en °C, voir le Tableau [1] ;
$\Delta\theta_{e,m}$	une hausse de la température extérieure moyenne mensuelle pour le calcul des besoins nets en énergie pour l'évaluation du risque de surchauffe, égale par hypothèse à 1 C ;
$H_{T,overh,sec\ i}$	le coefficient de transfert thermique du secteur énergétique i par transmission pour l'évaluation du risque de surchauffe, en W/K, tel que déterminé ci-dessous ;
$H_{V,overh,sec\ i,m}$	le coefficient de transfert thermique mensuel du secteur énergétique i par ventilation pour l'évaluation du risque de surchauffe, en W/K, déterminé selon le § 7.8.2 ;
$T_{overh,sec\ i,m}$	la constante de temps mensuelle du secteur énergétique i pour l'évaluation du risque de surchauffe, en s ;
$C_{sec\ i}$	la capacité thermique effective du secteur énergétique i, en J/K, déterminée selon le § 7.6 ;
t_m	la longueur du mois considéré, en Ms, voir le Tableau [1] ;
$f_{cool,geo,sec\ i,m}$	le rapport, sur une base mensuelle, entre l'énergie de refroidissement fournie au secteur énergétique i par un système de refroidissement par géo-cooling et les besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement du secteur énergétique i, déterminé selon le § 8.6, (-).

Il faut faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PER.

$H_{T,overh,sec\ i}$ est déterminé selon le § 7.7.2. Toutefois, si l'influence de nœuds constructifs est comptabilisée de manière forfaitaire (selon l'option C de l'annexe VIII au présent arrêté), ce supplément forfaitaire n'est pas pris en considération pour l'évaluation du risque de surchauffe.

8.3 Probabilité conventionnelle d'installation d'un refroidissement actif

Pour la détermination de la performance énergétique, on applique par convention la valeur suivante comme probabilité d'installation d'un refroidissement actif (voir le § 8.1 pour plus d'explications) :

- si un refroidissement actif est installé dans le secteur énergétique i, on a :

$$p_{cool,sec\ i} = 1 \quad (-)$$

- si aucun refroidissement actif n'est installé dans le secteur énergétique i, on a :

$$p_{cool,sec\ i} = \max \left\{ 0 ; \min \left(\frac{I_{overh,sec\ i} - I_{overh,thresh}}{I_{overh,max} - I_{overh,thresh}} ; 1 \right) \right\} \quad (-)$$

Eq. 72

où :

$I_{overh,thresh}$ la valeur seuil au-delà de laquelle il faut tenir compte, pour la détermination de la performance énergétique, d'un risque d'installation d'un refroidissement actif a posteriori. Par hypothèse, cette valeur est égale à 1000 Kh ;

$I_{overh,max}$ la valeur maximale autorisée pour l'indicateur de surchauffe ; par hypothèse, cette valeur est égale à 6500 Kh.

8.4 Paragraphe vide

Paragraphe laissé intentionnellement vide.

8.5 Refroidissement

On détermine les besoins nets en énergie pour le refroidissement par mois et par secteur énergétique i comme le produit de la probabilité conventionnelle d'installation d'un refroidissement actif, d'un facteur prenant en compte l'énergie de refroidissement fournie au secteur énergétique i par un système de refroidissement par géo-cooling et des besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement :

$$\text{Eq. 395} \quad Q_{\text{cool,net,sec } i,m} = P_{\text{cool,sec } i} \cdot (1 - f_{\text{cool,geo,sec } i,m}) \cdot Q_{\text{cool,net,princ,sec } i,m} \quad (\text{MJ})$$

où :

$P_{\text{cool,sec } i}$	la probabilité conventionnelle d'installation d'un refroidissement actif, déterminée selon le § 8.3, (-) ;
$Q_{\text{cool,net,princ,sec } i,m}$	les besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement du secteur énergétique i , en MJ, tels que déterminés ci-dessous ;
$f_{\text{cool,geo,sec } i,m}$	le rapport, sur une base mensuelle, entre l'énergie de refroidissement fournie au secteur énergétique i par un système de refroidissement par géo-cooling et les besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement du secteur énergétique i , déterminé selon le § 8.6, (-).

On détermine les besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement, $Q_{\text{cool,net,princ,sec } i,m}$, comme suit :

Eq. 74 si $\lambda_{\text{cool,sec } i,m}$ est supérieur ou égal à 2,5 :

$$Q_{\text{cool,net,princ,sec } i,m} = 0$$

si $\lambda_{\text{cool,sec } i,m}$ est inférieur à 2,5 :

$$Q_{\text{cool,net,princ,sec } i,m} = Q_{g,\text{cool,sec } i,m} - \eta_{\text{util,cool,sec } i,m} \cdot Q_{L,\text{cool,sec } i,m} \quad (\text{MJ})$$

où :

$$\text{Eq. 75} \quad Q_{g,\text{cool,sec } i,m} = Q_{i,\text{sec } i,m} + Q_{s,\text{cool,sec } i,m} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 76} \quad \eta_{\text{util,cool,sec } i,m} = a_m / (1 + a_m) \quad \text{pour } \lambda_{\text{cool,sec } i,m} = 1$$

$$\eta_{\text{util,cool,sec } i,m} = \frac{1 - (\lambda_{\text{cool,sec } i,m})^{a_m}}{1 - (\lambda_{\text{cool,sec } i,m})^{a_m + 1}} \quad \text{pour les autres cas} \quad (-)$$

et :

$$\text{Eq. 77} \quad \lambda_{\text{cool,sec } i,m} = Q_{L,\text{cool,sec } i,m} / Q_{g,\text{cool,sec } i,m} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 78} \quad a_m = 1 + \frac{\tau_{\text{cool,seci,m}}}{54000} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 79} \quad Q_{L,\text{cool,seci,m}} = Q_{T,\text{cool,seci,m}} + Q_{V,\text{cool,seci,m}} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 80} \quad Q_{T,\text{cool,seci,m}} = H_{T,\text{cool,seci}} \cdot [23 - (\theta_{e,m} + \Delta\theta_{e,m})] \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 81} \quad Q_{V,\text{cool,seci,m}} = H_{V,\text{cool,seci,m}} \cdot [23 - (\theta_{e,m} + \Delta\theta_{e,m})] \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 82} \quad \tau_{\text{cool,seci,m}} = \frac{C_{\text{seci}}}{H_{T,\text{cool,seci}} + H_{V,\text{cool,seci,m}}} \quad (\text{s})$$

où :

$\eta_{\text{util,cool,sec i,m}}$ le taux d'utilisation des déperditions de chaleur mensuelles du secteur énergétique i , pour la détermination des besoins de refroidissement, (-) ;

$Q_{g,\text{cool,sec i,m}}$ les gains de chaleur mensuels par ensoleillement et par production de chaleur interne dans le secteur énergétique i pour la détermination des besoins de refroidissement, en MJ ;

$Q_{i,\text{sec i,m}}$ les gains de chaleur mensuels par production de chaleur interne dans le secteur énergétique i , en MJ, déterminés selon le § 7.9.2 ;

$Q_{s,\text{cool,sec i,m}}$ les gains de chaleur mensuels par ensoleillement dans le secteur énergétique i pour la détermination des besoins de refroidissement, en MJ, déterminés selon le § 7.10 ;

$\lambda_{\text{cool,sec i,m}}$ le rapport entre les déperditions de chaleur mensuelles en les gains de chaleur mensuels dans le secteur énergétique i pour la détermination des besoins de refroidissement, (-) ;

$Q_{L,\text{cool,sec i,m}}$ les déperditions de chaleur mensuelles du secteur énergétique i par transmission et par ventilation pour la détermination des besoins de refroidissement, en MJ ;

a_m un paramètre numérique, (-) ;

$Q_{T,\text{cool,sec i,m}}$ les déperditions de chaleur mensuelles du secteur énergétique i par transmission pour la détermination des besoins de refroidissement, en MJ ;

$Q_{V,\text{cool,sec i,m}}$ les déperditions de chaleur mensuelles du secteur énergétique i par ventilation pour la détermination des besoins de refroidissement, en MJ ;

$\theta_{e,m}$ la température extérieure moyenne mensuelle, en °C, voir le Tableau [1] ;

$\Delta\theta_{e,m}$ une hausse de la température extérieure moyenne mensuelle pour le calcul des besoins nets en énergie pour le refroidissement, égale par hypothèse à 1 °C ;

$H_{T,\text{cool,sec i}}$ le coefficient de transfert thermique du secteur énergétique i par transmission pour la détermination des besoins de refroidissement, en W/K. Par hypothèse, cette valeur est égale à $H_{T,\text{overh,sec i}}$ tel que déterminé au § 8.2 ;

$H_{V,\text{cool,sec i,m}}$ le coefficient de transfert thermique mensuel du secteur énergétique i par ventilation pour la détermination des besoins de refroidissement, en W/K, déterminé selon le § 7.8 ;

$T_{cool,sec\ i,m}$	la constante de temps mensuelle du secteur énergétique i pour la détermination des besoins de refroidissement, en s ;
$C_{sec\ i}$	la capacité thermique effective du secteur énergétique i , en J/K, déterminée selon le § 7.6 ;
23	la température intérieure imposée par la présente annexe pour la détermination des besoins de refroidissement, en °C ;
t_m	la longueur du mois considéré, en Ms, voir le Tableau [1].

Remarque :

En Belgique, les besoins de refroidissement dépendent étroitement des conditions météorologiques du moment. Les besoins de refroidissement d'une année météorologique moyenne ne sont pas identiques aux besoins de refroidissement moyens sur plusieurs années car les années chaudes pèsent relativement plus lourd. Les calculs tiennent compte de ce phénomène en prenant des températures et un ensoleillement quelque peu plus élevés que la moyenne sur l'année

8.6 Systèmes de refroidissement par géo-cooling

Dans les unités résidentielles, la technique du géo-cooling, couplée à un système fermé avec échangeur de chaleur sol-eau vertical ou à un système ouvert utilisant l'eau souterraine des aquifères profonds (SCF ou stockage chaud/froid) et à une pompe à chaleur géothermique, est prise en compte. Cette technique permet de refroidir l'eau de refroidissement en utilisant des sondes profondes ou de l'eau souterraine, sans refroidissement actif supplémentaire par une machine frigorifique à compression. L'eau de refroidissement circule ensuite à travers un plancher rafraîchissant, ce qui permet d'abaisser la température intérieure

La technique du géo-cooling fournit une partie des besoins en énergie fondamentaux pour le refroidissement. Cette fraction, $f_{cool,geo,sec\ i,m}$, peut varier entre 0 et 1.

Le principe de calcul du rapport, sur une base mensuelle, entre l'énergie de refroidissement fournie au secteur énergétique i par un système de refroidissement par géo-cooling et les besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement du secteur énergétique i , est le suivant.

Si un système de refroidissement par géo-cooling avec échangeur de chaleur sol-eau horizontal fournit du froid au secteur énergétique considéré ou si aucun système de refroidissement par géo-cooling n'a été installé, on a alors $f_{cool,geo,sec\ i,m} = 0$. Il s'agit également de la valeur par défaut.

Si un système de refroidissement par géo-cooling avec échangeur de chaleur sol vertical ou eau souterraine fournit du froid au secteur énergétique considéré, $f_{cool,geo,sec\ i,m}$ est déterminé comme décrit ci-dessous.

Il est tenu compte de deux facteurs limitants pour déterminer $f_{cool,geo,sec\ i,m}$:

- la capacité de l'échangeur de chaleur sol de fournir l'énergie de refroidissement demandée du bâtiment. En effet, cet échangeur de chaleur ne peut fournir annuellement qu'une quantité limitée de l'énergie de refroidissement. Il en va de même pour les systèmes ouverts avec eau souterraine si l'on veut préserver l'équilibre thermique du sol. Cette limitation est comptabilisée dans cette méthode de calcul au moyen du facteur $f_{cool,geo,GHX}$;
- la capacité du plancher rafraîchissant de fournir l'énergie de refroidissement demandée du bâtiment. En effet, la surface de plancher disponible qui peut être utilisée comme plancher rafraîchissant détermine la puissance maximale du système d'émission. Une surface disponible trop exiguë peut donc limiter le

potentiel de géo-cooling. Cette limitation est comptabilisée dans cette méthode de calcul au moyen du facteur $f_{cool,geo,slab,sec\ i,m}$.

On détermine le rapport, sur une base mensuelle, entre l'énergie de refroidissement fournie au secteur énergétique i par un système de refroidissement par géo-cooling avec échangeur de chaleur sol vertical ou eau souterraine et les besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement du secteur énergétique i , comme suit :

$$\text{Eq. 396 } f_{cool,geo,sec\ i,m} = \min(f_{cool,geo,GHX}; f_{cool,geo,slab,sec\ i,m}) \quad (-)$$

où :

$f_{cool,geo,GHX}$ le rapport, sur une base annuelle, entre l'énergie de refroidissement fournie au secteur énergétique i par un système de refroidissement par géo-cooling et les besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement du secteur énergétique i , en tenant compte uniquement de la limitation liée à la capacité de l'échangeur de chaleur sol ou à l'équilibre thermique des aquifères, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;

$f_{cool,geo,slab,sec\ i,m}$ le rapport, sur une base mensuelle, entre l'énergie de refroidissement fournie au secteur énergétique i par un système de refroidissement par géo-cooling et les besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement du secteur énergétique i , en tenant compte uniquement de la limitation liée à la surface de plancher disponible qui peut être utilisée comme plancher rafraîchissant, tel que déterminé ci-dessous, (-).

Le facteur $f_{cool,geo,GHX}$ dépend des besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement, des besoins bruts en énergie totaux pour l'eau chaude sanitaire et des besoins bruts en énergie pour le chauffage des locaux et est déterminé comme suit :

- pour les systèmes fermés avec échangeur de chaleur sol vertical :

$$\text{Eq. 397 } f_{cool,geo,GHX} = \min\left(1; \frac{\max(4000; 0,3 \cdot (\sum_i \sum_{m=1}^{12} Q_{heat,gross,sec\ i,m} + \sum_{m=1}^{12} Q_{water,gross,m}))}{\sum_j \sum_{m=1}^{12} Q_{cool,net,princ,sec\ j,m}}\right) \quad (-)$$

- pour les systèmes ouverts avec eau souterraine :

$$\text{Eq. 428 } f_{cool,geo,GHX} = \min\left(1; \frac{0,8 \cdot (\sum_i \sum_{m=1}^{12} Q_{heat,gross,sec\ i,m} + \sum_{m=1}^{12} Q_{water,gross,m})}{\sum_i \sum_{m=1}^{12} Q_{cool,net,princ,sec\ i,m}}\right) \quad (-)$$

où :

$Q_{heat,gross,sec\ i,m}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i , déterminés selon le § 9.2, en MJ ;

$Q_{water,gross,m}$ les besoins mensuels bruts en énergie totaux pour l'eau chaude sanitaire de tous les points de puisage de l'unité PER qui sont raccordés au système, en MJ, tels que déterminés ci-dessous ;

$Q_{cool,net,princ,sec\ j,m}$ les besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement du secteur énergétique j , déterminés selon le § 8.5, en MJ.

Il faut faire la somme sur :

- tous les secteurs énergétiques i de l'unité PER desservis par la pompe à chaleur géothermique couplée au système de refroidissement par géo-cooling ;

- tous les secteurs énergétiques j de l'unité PER desservis par le système de refroidissement par géo-cooling.

Les besoins mensuels bruts en énergie totaux pour l'eau chaude sanitaire de tous les points de puisage raccordés au système sont déterminés comme suit :

$$\text{Eq. 398 } Q_{\text{water,gross,m}} = \sum_{\text{bath } j} Q_{\text{water,bath } j,\text{gross,m}} + \sum_{\text{sink } k} Q_{\text{water,sink } k,\text{gross,m}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{\text{water,bath } j,\text{gross,m}}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou baignoire j , déterminés selon le § 9.3.1, en MJ ;

$Q_{\text{water,sink } k,\text{gross,m}}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine k , déterminés selon le § 9.3.1, en MJ.

Il faut faire la somme sur toutes les douches ou baignoires j et tous les éviers de cuisine k desservis par la pompe à chaleur géothermique couplée au système de refroidissement par géo-cooling.

Le facteur $f_{\text{cool,geo,slab,sec } i,m}$ dépend des besoins de refroidissement du secteur énergétique i et de la surface de plancher disponible qui peut être utilisée comme plancher rafraîchissant et est déterminé comme suit :

Eq. 399 Si $\dot{Q}_{\text{cool,sec } i,m}$ est égal à 0, alors on a :

$$f_{\text{cool,geo,slab,sec } i,m} = 0 \quad (-)$$

Dans tous les autres cas, on a :

$$f_{\text{cool,geo,slab,sec } i,m} = \min\left(1; \frac{\dot{Q}_{\text{cool,slab,sec } i,m}}{\dot{Q}_{\text{cool,sec } i,m}}\right) \cdot f_{\text{cool,slab,control}} \quad (-)$$

où :

$\dot{Q}_{\text{cool,slab,sec } i,m}$ la puissance moyenne mensuelle émise par le plancher rafraîchissant dans le secteur énergétique i , en W , telle que déterminée ci-dessous ;

$\dot{Q}_{\text{cool,sec } i,m}$ la puissance frigorifique moyenne mensuelle requise dans le secteur énergétique i , en W , telle que déterminée ci-dessous ;

$f_{\text{cool,slab,control}}$ un facteur qui tient compte de l'efficacité du système de régulation, conventionnellement fixé à 0,9.

La puissance frigorifique moyenne mensuelle requise dans le secteur énergétique i est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 400 } \dot{Q}_{\text{cool,sec } i,m} = \frac{Q_{\text{cool,net,princ,sec } i,m}}{t_m} \quad (\text{W})$$

où :

$Q_{\text{cool,net,princ,sec } i,m}$ les besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement du secteur énergétique i , déterminés selon le § 8.5, en MJ ;

t_m la longueur du mois considéré, en M_s , voir le Tableau [1].

La puissance moyenne mensuelle émise par le plancher rafraîchissant dans le secteur énergétique i est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 401 } \dot{Q}_{\text{cool,slab,sec } i,m} = A_{\text{cool,slab,sec } i} \cdot U_{\text{cool,slab}} \cdot f_{\text{cool,slab,usable}} \cdot (23 - \theta_{w,\text{ave,slab,m}})^{n_{\text{slab,cool}}} \quad (\text{W})$$

où :

- $A_{\text{cool,slab,sec } i}$ la surface du plancher rafraîchissant dans le secteur énergétique i , en m^2 ;
- $U_{\text{cool,slab}}$ le coefficient de transfert thermique du plancher rafraîchissant, en $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, conventionnellement fixé à 4,66 ;
- $f_{\text{cool,slab,usable}}$ un facteur qui tient compte de la surface réellement disponible du plancher rafraîchissant pour l'émission radiative, conventionnellement fixé à 0,8, (-) ;
- 23 la température intérieure imposée par la présente annexe pour la détermination des besoins de refroidissement, en $^{\circ}\text{C}$;
- $n_{\text{slab,cool}}$ un paramètre qui permet de calculer la puissance émise d'un plancher rafraîchissant, conventionnellement fixé à 0,95, (-) ;
- $\theta_{w,\text{ave,slab,m}}$ la température moyenne mensuelle de l'eau de refroidissement dans le plancher rafraîchissant, en $^{\circ}\text{C}$, déterminée selon le Tableau [42].

Tableau [42] : Température moyenne mensuelle de l'eau de refroidissement dans le plancher rafraîchissant

Jan	Fév	Mar	Avr	Mai	Juin	Juil	Août	Sep	Oct	Nov	Déc
23	23	23	21	19,5	18,5	18,5	18,5	19,5	21	23	23

9 Besoins bruts en énergie pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire

9.1 Préambule

L'évaluation des besoins bruts en énergie pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire tient compte des systèmes de stockage de chaleur, de distribution de chaleur, d'émission de chaleur et de régulation pour le chauffage des locaux et l'eau chaude sanitaire. Les besoins bruts en énergie représentent l'énergie transmise par les installations de production de chaleur au système de distribution de chaleur (ou de stockage de chaleur) consacré au chauffage des locaux et au système de distribution d'eau chaude sanitaire.

Une installation de chauffage des locaux se compose :

- d'une installation de production de chaleur. Dans le cas d'un chauffage central, il s'agit de chaudières (hydroniques), de générateurs (d'air chaud) de pompes à chaleur ou d'installations de cogénération. Dans le cas d'un chauffage local, la production de chaleur s'effectue dans les systèmes d'émission de chaleur proprement dits ;
- éventuellement, d'un système de stockage de chaleur ;
- d'un système de distribution de chaleur qui se compose de conduites dans le cas d'un chauffage central hydronique ou de gaines en présence d'un chauffage à air chaud. Un chauffage local ne possède pas un tel système ;
- d'un système d'émission de chaleur. Radiateurs, convecteurs, conduites dans le sol, conduites dans le plafond, conduites dans les murs ou grilles dans le cas d'un chauffage central, poêles, radiateurs ou convecteurs dans le cas d'un chauffage local ;
- de la régulation de chacun de ces systèmes.

Les besoins bruts en énergie pour le chauffage des locaux comprennent les besoins nets en énergie pour le chauffage des locaux et toutes les déperditions qui surviennent lors du stockage, de la distribution et de l'émission de chaleur ainsi que lors de la régulation de chacun de ces systèmes. Ces déperditions sont comptabilisées via le rendement du système.

Si, dans un secteur énergétique, plusieurs valeurs d'un rendement partiel donné devaient être applicables (p. ex., dans le Tableau [43]), il convient de prendre en compte la valeur la plus négative pour l'ensemble du secteur énergétique. (Le cas échéant, le secteur énergétique peut évidemment être subdivisé en plusieurs secteurs énergétiques plus petits.)

Une installation d'eau chaude sanitaire se compose :

- d'une installation de production de chaleur. On en distingue deux types: les installations à chauffage instantané de l'eau chaude sanitaire et les installations avec stockage de chaleur. Dans les deux cas, l'appareil de production de chaleur destiné au chauffage des locaux peut fournir la chaleur, ou bien le chauffage et l'eau chaude sanitaire ont chacun leur propre appareil de production de chaleur ;
- d'une distribution de chaleur.

Les besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire comprennent les besoins nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire et toutes les déperditions qui surviennent lors de sa distribution. Ces déperditions sont comptabilisées via le rendement du système. Dans le cas où plus d'une installation de production de chaleur assure la production d'eau chaude sanitaire, chacune est associée aux points de puisage qu'elle dessert.

9.2 Besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage

9.2.1 Principe

On obtient les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux d'un secteur énergétique i en divisant les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage par le rendement moyen mensuel du système de chauffage. Ce rendement moyen mensuel du système représente le rapport entre la chaleur utile que le système d'émission de chaleur émet chaque mois au profit du secteur énergétique et la chaleur que l'installation de production de chaleur correspondante transmet chaque mois au système de distribution de chaleur (et éventuellement au stockage de chaleur. L'écart entre les deux est déterminé, entre autres, par les flux de déperdition suivants :

- les déperditions de stockage et de distribution non récupérées ;
- un flux de déperdition supplémentaire à travers les parois extérieures à l'arrière, au-dessous ou au-dessus du corps de chauffe ;
- un flux de déperdition supplémentaire résultant de la stratification de la température, par laquelle la température résultante à la hauteur de référence est plus basse qu'au niveau du plafond ;
- un flux de déperdition supplémentaire dû au fait que l'abaissement nocturne de la température et les températures diurnes différenciées sont comprises dans la température intérieure un peu basse mais constante de 18 °C et que la régulation n'est pas capable, sans plus, de réaliser la différenciation souhaitée ;
- un flux de déperdition supplémentaire du fait que les utilisateurs du bâtiment considèrent la valeur de consigne moins le différentiel comme la température souhaitée.

Les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux sont calculés comme suit :

$$\text{Eq. 83} \quad Q_{\text{heat,gross,sec } i,m} = \frac{Q_{\text{heat,net,sec } i,m}}{\eta_{\text{sys,heat,sec } i,m}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{\text{heat,gross,sec } i,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i , en MJ ;
$Q_{\text{heat,net,sec } i,m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i , en MJ, déterminés selon le § 7.2 ;
$\eta_{\text{sys,heat,sec } i,m}$	le rendement moyen mensuel du système de chauffage des locaux du secteur énergétique i , déterminé selon le § 9.2.2, (-).

Les besoins bruts en énergie pour le chauffage des locaux de secteurs énergétiques desservis par un « combilus » sont déterminés selon des spécifications définies par le ministre.

9.2.2 Rendement moyen mensuel du système

9.2.2.1 Principe

Le rendement moyen mensuel du système défini ci-dessus consiste, à son tour, en un produit du rendement moyen mensuel d'émission, de distribution et de stockage :

$$\text{Eq. 84} \quad \eta_{\text{sys,heat,sec } i,m} = \eta_{\text{em,heat,sec } i,m} \cdot \eta_{\text{distr,heat,sec } i,m} \cdot \eta_{\text{stor,heat,sec } i,m} \quad (-)$$

où :

- $\eta_{\text{em,heat,sec } i,m}$ le rendement moyen mensuel d'émission du secteur énergétique i , déterminé selon le § 9.2.2.2, (-) ;
- $\eta_{\text{distr,heat,sec } i,m}$ le rendement moyen mensuel de distribution du secteur énergétique i , déterminé selon le § 9.2.2.3, (-) ;
- $\eta_{\text{stor,heat,sec } i,m}$ le rendement moyen mensuel de stockage du secteur énergétique i , déterminé selon le § 9.2.2.4, (-).

Le rendement moyen mensuel d'émission représente le rapport entre la chaleur utile que les corps de chauffe émettent chaque mois au profit du secteur énergétique et la chaleur totale qu'ils émettent chaque mois. Il comprend aussi bien les déperditions de chaleur inutiles de ces éléments que les déperditions dues à une mauvaise régulation.

Le rendement moyen mensuel de distribution représente le rapport entre la chaleur que les corps de chauffe émettent chaque mois au profit du secteur énergétique et la chaleur que l'(les) installation(s) de production de chaleur et/ou le(s) ballon(s) de stockage transmettent chaque mois au système de distribution de chaleur.

En cas de stockage d'énergie thermique dans un réservoir tampon, le rendement moyen mensuel de stockage représente le rapport entre la chaleur fournie chaque mois au système de distribution et la chaleur que l'(les) installation(s) de production de chaleur transmettent chaque mois au(x) ballon(s) de stockage.

9.2.2.2 Rendement d'émission

L'approche simple s'appuie sur les valeurs du Tableau [43]. Pour un calcul détaillé, on se reportera à l'Bijlage D du présent texte.

Si, dans le cas d'un chauffage central, il y a plus d'un système d'émission dans le secteur énergétique, on considère le système présentant le rendement d'émission le plus mauvais du Tableau [43]. Dans ce cas, il n'est plus possible d'utiliser l'Bijlage D du présent texte.

Si plusieurs types de chauffage local sont présents dans un secteur énergétique, il faut obligatoirement affiner la subdivision en secteurs énergétiques manière à ce qu'il ne reste qu'un seul type dans chaque secteur énergétique : voir également le § 5.3.

Tableau [43] : Valeurs de calcul pour le rendement d'émission

Chauffage central		
Régulation de la température intérieure	Régulation de la température de départ de l'eau du circuit ou de l'air	
	Valeur de consigne constante	Valeur de consigne variable
Commande de la température par local	0,87 (1)	0,89 (1)
Autres	0,85 (1)	0,87 (1)
Chauffage local dont le rendement de production est calculé selon le § 10.2.3.2.4		
Poêle à bois	0,82	
Poêle au charbon	0,82	
Poêle au mazout	0,87	
Poêle au gaz	0,87	
Radiateur ou convecteur électrique, sans régulation électronique (p. ex., avec bilame)	0,90	
Radiateur ou convecteur électrique, avec régulation électronique	0,96	
Chauffage électrique à accumulation, sans capteur externe (p. ex., réglage manuel)	0,85	
Chauffage électrique à accumulation, avec capteur externe	0,92	
Dispositif de chauffage commandé à distance	0,85	
Chauffage électrique par résistance incorporé dans le plancher, le mur ou le plafond	0,87	
Chauffage local dont le rendement de production est calculé selon le § 10.2.3.2.3		
Chauffage électrique par résistance incorporé dans une paroi (plancher, mur ou plafond) en contact avec l'environnement extérieur	0,87	
Tous les autres types de dispositifs de chauffage local	0,91	
Chauffage collectif		
<p>Si plusieurs unités de logement disposent d'une installation de production de chaleur commune, les valeurs ci-dessus (relatives au chauffage central) doivent être diminuées comme suit :</p> <ul style="list-style-type: none"> • si un décompte individuel des coûts de chauffage est établi par unité de logement sur la base d'une mesure individuelle de la consommation réelle, on multiplie la valeur applicable ci-dessus par le facteur 0,95 ; • si l'on n'effectue pas ce genre de décompte individualisé des coûts de chauffage réels, on multiplie la valeur applicable ci-dessus par le facteur 0,85. <p>Remarque : la présence ou non d'un décompte individuel des coûts de chauffage doit être évaluée séparément pour chaque unité PER.</p>		

(1) Si un ou plusieurs éléments d'émission de chaleur du secteur énergétique sont (partiellement) installés devant un vitrage, le rendement est diminué de 0,08.

Dans les systèmes de chauffage central, il faut établir une distinction selon la régulation de la température de départ dans le système de distribution⁶ :

- soit la valeur de consigne est constante ;
- soit la valeur de consigne change automatiquement (p. ex., avec la température extérieure).

Une régulation relève de la catégorie « commande de la température par local » si l'émission de chaleur est régulée dans tous les locaux du secteur énergétique considéré de manière à ce que l'apport de chaleur soit stoppé automatiquement dès lors que la valeur de consigne de la température intérieure est atteinte. Cela peut se faire par exemple au moyen de vannes thermostatiques sur tous les éléments d'émission et/ou par une régulation thermostatique dans chaque pièce. Les vannes d'arrêt simples montées sur les radiateurs ne rentrent pas dans cette catégorie.

9.2.2.3 Rendement de distribution

L'approche simple du rendement mensuel de distribution s'appuie sur les valeurs constantes du Tableau [7]. Pour un calcul détaillé, on se reportera à l'Bijlage E du présent texte.

Tableau [7] : Rendement de distribution

Installation de chauffage	$\eta_{\text{distr,heat,sec i,m}}$
Chauffage local	1,00
Chauffage central à eau chaude ou à air chaud, chauffage collectif	
<ul style="list-style-type: none"> • Toutes les conduites ou les gaines se trouvent à l'intérieur de la couche d'isolation du volume protégé 	1,00
<ul style="list-style-type: none"> • Une partie des conduites ou des gaines se trouvent à l'extérieur de la couche d'isolation du volume protégé 	0,95

⁶ Exemple : une valeur de consigne variable peut être réalisée à l'aide d'une régulation glissante de la température de la chaudière ou d'une vanne à trois voies immédiatement après la chaudière pour autant qu'elle soit équipée d'une régulation automatique à point de consigne variable.

9.2.2.4 Rendement de stockage

L'approche simple du rendement mensuel de stockage s'appuie sur les valeurs constantes du Tableau [8].

Tableau [8] : Rendement de stockage

Stockage de chaleur pour le chauffage des locaux dans un ou plusieurs réservoir(s) tampon(s)	$\eta_{stor,heat,sec i,m}$
Pas prévu	1,00
Prévu	
• À l'intérieur du volume protégé	1,00
• À l'extérieur du volume protégé	0,97

9.3 Besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire

9.3.1 Principe

Les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire sont obtenus en divisant les besoins nets en énergie par le rendement moyen mensuel correspondant du système :

$$\text{Eq. 85} \quad Q_{water,bath i,gross,m} = r_{water,bath i,gross} \cdot \frac{Q_{water,bath i,net,m}}{\eta_{sys,bath i,m}} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 86} \quad Q_{water,sink i,gross,m} = r_{water,sink i,gross} \cdot \frac{Q_{water,sink i,net,m}}{\eta_{sys,sink i,m}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{water,bath i,net,m}$ les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou baignoire i , en MJ, déterminés selon le § 7.3 ;

$Q_{water,sink i,net,m}$ les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine i , en MJ, déterminés selon le § 7.3 ;

$\eta_{sys,bath i,m}$ le rendement moyen mensuel du système pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou baignoire i , déterminé selon le § 9.3.2.2, (-) ;

$\eta_{sys,sink i,m}$ le rendement moyen mensuel du système pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine i , déterminé selon le § 9.3.2.2, (-) ;

$r_{water,bath i,gross}$ un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage de l'amenée d'eau froide vers le(s) producteur(s) de chaleur pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou baignoire i par récupération de chaleur de l'écoulement, à déterminer selon des règles définies préalablement par le ministre, (-) ;

$r_{water,sink i,gross}$ un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage de l'amenée d'eau froide vers le(s) producteur(s) de chaleur pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine i par récupération de chaleur de l'écoulement, à déterminer selon des règles définies préalablement par le ministre, (-).

Les facteurs de réduction $r_{water,gross}$ ne peuvent pas être appliqués dans le cas où l'eau chaude sanitaire destinée à la douche, à la baignoire ou l'évier de cuisine

est soutirée à une conduite de circulation.. Dans ce cas, il faut faire appel au principe d'équivalence.

Les besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire de points de puisage desservis par un « combilus » sont déterminés selon des spécifications définies par le ministre.

9.3.2 Rendement du système pour l'eau chaude sanitaire

9.3.2.1 Principe

Le rendement du système pour l'eau chaude sanitaire dépend du mode de distribution de l'eau chaude et du mode de puisage. À chaque prélèvement, l'eau chaude refoule l'eau froide à l'intérieur des conduites de puisage entre-temps refroidies. Même après cette chasse d'eau initiale, l'eau chaude continue à se refroidir lors de son passage dans les conduites de puisage. Dans les installations à conduite de circulation, la déperdition de chaleur est proportionnelle à la longueur de la conduite. La conduite de circulation peut concerner aussi bien une unité PER (p. ex. une maison unifamiliale) que plusieurs unités PEB (p. ex. les différentes unités de logement d'un immeuble à appartements avec production centrale collective d'eau chaude sanitaire).

9.3.2.2 Règle de calcul

On détermine le rendement du système dans les salles de bains et les cuisines comme suit :

- sans conduite de circulation :

$$\text{Eq. 87} \quad \eta_{\text{sys,bath } i,m} = \eta_{\text{tubing,bath } i}$$

$$\eta_{\text{sys,sink } i,m} = \eta_{\text{tubing,sink } i} \quad (-)$$

- avec conduite de circulation :

$$\text{Eq. 88} \quad \eta_{\text{sys,bath } i,m} = \eta_{\text{tubing,bath } i} \cdot \eta_{\text{water,circ } k,m}$$

$$\eta_{\text{sys,sink } i,m} = \eta_{\text{tubing,sink } i} \cdot \eta_{\text{water,circ } k,m} \quad (-)$$

où :

$\eta_{\text{tubing,bath } i}$ la contribution au rendement du système des conduites de puisage vers une douche ou baignoire i , telle que déterminée ci-dessous, (-) ;

$\eta_{\text{tubing,sink } i}$ la contribution au rendement du système des conduites de puisage vers un évier de cuisine i , telle que déterminée ci-dessous, (-) ;

$\eta_{\text{water,circ } k,m}$ la contribution au rendement du système des déperditions mensuelles de la conduite de circulation k , telle que déterminée ci-dessous (-).

On détermine la contribution des conduites de puisage comme suit :

$$\text{Eq. 284} \quad \eta_{\text{tubing,bath } i} = \frac{100}{100 + l_{\text{tubing,bath } i} / r_{\text{water,bath } i,\text{net}}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 285} \quad \eta_{\text{tubing,sink } i} = \frac{20}{20 + l_{\text{tubing,sink } i} / r_{\text{water,sink } i,\text{net}}} \quad (-)$$

où :

$l_{\text{tubing,bath } i}$ la longueur des conduites vers une douche ou baignoire i , en m. S'il n'y a pas de conduite de circulation, on considère que cette longueur est égale à la somme des plus courtes distances horizontales et verticales entre le point de raccordement du (des) producteur(s) de chaleur concerné(s) pour l'eau chaude sanitaire et le milieu du plancher de la salle de bains considérée. En alternative, on peut également prendre la longueur de conduite réelle.

S'il y a une conduite de circulation, on considère que cette longueur est égale à la somme des plus courtes distances horizontales et verticales entre le point de dérivation concerné de la conduite de circulation et le milieu du plancher de la salle de bains considérée. En alternative, on peut également prendre la longueur de conduite réelle ;

$r_{\text{water,bath } i,\text{net}}$ un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage de l'amenée d'eau froide vers une douche ou baignoire i par récupération de chaleur de l'écoulement, à déterminer selon des règles préalablement définies par le ministre, (-) ;

$l_{\text{tubing,sink } i}$ la longueur des conduites vers un évier de cuisine i , en m. S'il n'y a pas de conduite de circulation, on considère que cette longueur est égale à la somme des plus courtes distances horizontales et verticales entre le(s) producteur(s) de chaleur concerné(s) pour l'eau chaude sanitaire et le milieu du plancher de la cuisine de bains considérée. En alternative, on peut également prendre la longueur de conduite réelle. S'il y a une conduite de circulation, on considère que cette longueur est égale à la somme des plus courtes distances horizontales et verticales entre le point de dérivation concerné de la conduite de circulation et le milieu du plancher de la cuisine considérée. En alternative, on peut également prendre la longueur de conduite réelle ;

$r_{\text{water,sink } i,\text{net}}$ un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage de l'amenée d'eau froide vers un évier de cuisine i par récupération de chaleur de l'écoulement, à déterminer selon des règles préalablement définies par le ministre, (-).

Les valeurs par défaut retenues sont les suivantes :

- $l_{\text{tubing,bath } i} = 10$ m
- $l_{\text{tubing,sink } i} = 20$ m

On détermine la contribution de la conduite de circulation k comme suit :

$$\eta_{\text{water, circ k, m}} = \frac{Q_{\text{water out, circ k, m}}}{Q_{\text{water out, circ k, m}} + t_m \cdot f_{\text{insul, circ k}} \cdot \sum_j \frac{l_{\text{circ k, j}} \cdot (60 - \theta_{\text{amb, m, j}})}{R_{1, j}}} \quad (-)$$

Eq. 286

où :

$$Q_{\text{water out, circ k, m}} = \sum_i \frac{Q_{\text{water, bath i, net, m}}}{\eta_{\text{tubing, bath i}}} + \sum_i \frac{Q_{\text{water, sink i, net, m}}}{\eta_{\text{tubing, sink i}}} + \sum_i \frac{Q_{\text{water, other i, net, m}}}{\eta_{\text{tubing, other i}}} + \sum_l Q_{\text{water, ncalc, res, unit l, gross woC, m}} + \sum_m Q_{\text{water, ncalc, nres, bath m, gross woC, m}} + \sum_n Q_{\text{water, ncalc, nres, sink n, gross woC, m}} \quad (\text{MJ})$$

Eq. 287

et :

- t_m la longueur du mois considéré, en Ms, voir le Tableau [1] ;
- $f_{\text{insul, circ k}}$ un facteur de correction pour prendre en compte l'effet des ponts thermiques sur la résistance thermique des segments de la conduite de circulation k, tel que déterminé ci-dessous en fonction des propriétés de la conduite de circulation, (-) ;
- $l_{\text{circ k, j}}$ la longueur du segment j de la conduite de circulation k, en m ;
- $\theta_{\text{amb, m, j}}$ la température ambiante moyenne mensuelle du segment de conduite j, en °C :
 - si le segment de conduite se trouve à l'intérieur du volume protégé, on a : $\theta_{\text{amb, m, j}} = 18$;
 - si le segment de conduite se trouve dans un espace adjacent non chauffé, on a : $\theta_{\text{amb, m, j}} = 11 + 0,4 \cdot \theta_{e, m}$;
 - si le segment de conduite se trouve à l'extérieur, on a : $\theta_{\text{amb, m, j}} = \theta_{e, m}$;
 où : $\theta_{e, m}$ la température extérieure moyenne mensuelle, en °C, selon le Tableau [1] ;
- $R_{1, j}$ la résistance thermique linéaire du segment de conduite j, en m.K/W, déterminée selon le § E.3 ;
- $Q_{\text{water, bath i, net, m}}$ les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou baignoire i, en MJ, déterminés selon le § 7.3 de la présente annexe pour les unités PER et selon le § 5.10 de l'annexe VI pour les unités PEN ;
- $Q_{\text{water, sink i, net, m}}$ les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine i, en MJ, déterminés selon le § 7.3 de la présente annexe pour les unités PER et selon le § 5.10 de l'annexe VI pour les unités PEN ;
- $Q_{\text{water, other i, net, m}}$ les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un autre point de puisage i d'eau chaude sanitaire, en MJ, déterminés selon le § 5.10 de l'annexe VI ;
- $\eta_{\text{tubing, other i}}$ la contribution au rendement du système des conduites de puisage vers un autre point de puisage i d'eau chaude sanitaire, (-), déterminée selon le § 6.5 de l'annexe VI ;
- $Q_{\text{water, ncalc, res, unit l, gross woC, m}}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une unité de logement l qui n'est pas une unité PER, sans tenir compte des pertes de la conduite de circulation/combilus, en MJ, tels que déterminés ci-dessous ;

$Q_{\text{water,ncalc,nres,bath m,gross woC,m}}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou baignoire m qui se trouve dans un immeuble à destination non résidentielle et non industrielle et qui ne fait pas partie d'une unité PEN, sans tenir compte des pertes de la conduite de circulation/combilus, en MJ, tels que déterminés ci-dessous ;

$Q_{\text{water,ncalc,nres,sink n,gross woC,m}}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine n qui se trouve dans un immeuble à destination non résidentielle et non industrielle et qui ne fait pas partie d'une unité PEN, sans tenir compte des pertes de la conduite de circulation/combilus, en MJ, tels que déterminés ci-dessous.

Exception : si $Q_{\text{water out, circ k, m}}$ est égal à 0, $\eta_{\text{water,circ k,m}}$ est réputé égal à 1.

Pour la détermination de $\eta_{\text{water,circ k,m}}$, il faut faire la somme sur tous les segments j de la conduite de circulation k .

Pour la détermination de $Q_{\text{water out,circ k,m}}$, il faut faire la somme sur :

- l'ensemble des douches, baignoires et éviers de cuisine i , situés dans des unités PER ou PEN et raccordés à la conduite de circulation k ;
- tous les autres points de puisage i d'eau chaude sanitaire, situés dans des unités PEN et raccordés à la conduite de circulation k ;
- toutes les unités de logement l , qui ne sont pas des unités PER et sont raccordées à la conduite de circulation k ;
- toutes les douches et baignoires m et tous les éviers de cuisine n qui se trouvent dans un immeuble à destination non résidentielle et non industrielle, qui ne font pas partie d'une unité PEN et sont raccordés à la conduite de circulation k .

Le facteur de correction $f_{\text{insul,circ k}}$ dépend des propriétés de la conduite de circulation et des accessoires associés. On distingue trois cas.

Cas 1

Si la conduite de circulation et les accessoires associés remplissent chacune des conditions suivantes, alors $f_{\text{insul,circ k}} = 1,1$.

- L'isolation de chaque coude (*) est exécutée dans le même matériau et a la même épaisseur que l'isolation des segments adjacents et est posée de manière à ne jamais être interrompue.
- Aucun collier de fixation de la conduite n'interrompt l'isolation.
- L'isolation de la conduite principale n'est interrompue au droit d'aucune dérivation (*) et l'isolation thermique de chaque dérivation, le cas échéant, sera continue par rapport à l'isolation de la conduite principale.
- Chaque élément de robinetterie (**) présente une résistance thermique équivalente, pour laquelle :

$$\text{Eq. 288} \quad R_{\text{eq,tap}} \geq \max(R_{1,j}) \quad (\text{m.K/W})$$

où :

$R_{\text{eq,tap}}$ la résistance thermique équivalente de l'isolant de l'élément de robinetterie, telle que déterminée ci-dessous, en m.K/W ;

$R_{l,j}$ la résistance thermique linéaire du segment de conduite j auquel l'élément de robinetterie est raccordé, telle que déterminée au § E.3, en m.K/W.

La valeur maximale doit être déterminée sur tous les segments j raccordés à l'élément de robinetterie.

- Chaque corps de pompe est calorifugé au moyen d'un isolant de conductivité thermique $\lambda_{\text{insul,pumps}}$ et d'une épaisseur minimale $d_{\text{insul,pumps}}$ pour laquelle :

$$\text{Eq. 289} \quad \frac{d_{\text{insul,pumps}}}{\lambda_{\text{insul,pumps}}} \geq 0,5$$

où :

$d_{\text{insul,pumps}}$ la plus courte distance entre les surfaces intérieure et extérieure de l'enveloppe isolante autour de la pompe, sans tenir compte des pièces de commande, écrans d'affichage et des parties spécifiquement destinées à protéger l'électronique de la pompe contre la surchauffe (ailettes de refroidissement), en m ;

$\lambda_{\text{insul,pumps}}$ la conductivité thermique du calorifugeage de la pompe, en W/(m.K).

NOTE (*) En ce qui concerne la conduite de circulation complète, il peut être dérogé aux exigences ci-dessus pour n_{exc} coudes ou dérivations, n_{exc} étant déterminé comme décrit ci-dessous.

NOTE (**) Élément de robinetterie : dans la présente annexe, les composants suivants sont considérés comme éléments de robinetterie (à isoler) : collecteur, vanne d'isolement, vanne de régulation, robinet de purge, clapet anti-retour, débourbeur et bouteille casse-pression.

Cas 2

Si le cas 1 ne s'applique pas mais que la conduite de circulation et les accessoires associés remplissent chacune des conditions suivantes, alors $f_{\text{insul,circ}_k} = 1,3$.

- L'isolation de chaque coude (*) est exécutée dans le même matériau et a la même épaisseur que l'isolation des segments adjacents et est posée de manière à ne jamais être interrompue.
- Aucun collier de fixation de la conduite n'interrompt l'isolation.
- L'isolation de la conduite principale n'est interrompue au droit d'aucune dérivation (*) et l'isolation thermique de chaque dérivation, le cas échéant, sera continue par rapport à l'isolation de la conduite principale.

NOTE (*) En ce qui concerne la conduite de circulation complète, il peut être dérogé aux exigences ci-dessus pour n_{exc} coudes ou dérivations, n_{exc} étant déterminé comme décrit ci-dessous.

Cas 3

Dans tous les autres cas : $f_{\text{insul, duct}} = 2$. Il s'agit également de la valeur par défaut.

La résistance thermique équivalente d'un élément de robinetterie, $R_{\text{eq, tap}}$, est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 290} \quad R_{\text{eq, tap}} = \frac{1}{2 \cdot \Pi \cdot \lambda_{\text{insul, tap}}} \ln \left(\frac{D_{\text{e, eq, tap}}}{D_{\text{i, eq, tap}}} \right) + \frac{1}{h_{\text{se, tap}} \cdot \Pi \cdot D_{\text{e, eq, tap}}} \quad (\text{m.K/W})$$

où :

$$\text{Eq. 291} \quad D_{\text{e, eq, tap}} = D_{\text{i, eq, tap}} + 2 \cdot d_{\text{insul, tap}} \quad (\text{m})$$

$$\text{Eq. 292} \quad D_{\text{i, eq, tap}} = \max(D_{\text{i, j}}) \quad (\text{m})$$

et :

$\lambda_{\text{insul, tap}}$	la conductivité thermique du calorifugeage de l'élément de robinetterie, en W/(m.K) ;
$D_{\text{e, eq, tap}}$	le diamètre extérieur équivalent de l'isolation de l'élément de robinetterie, en m ;
$D_{\text{i, eq, tap}}$	le diamètre extérieur équivalent de l'élément de robinetterie non isolé, en m ;
$d_{\text{insul, tap}}$	la plus courte distance entre les surfaces intérieure et extérieure de l'enveloppe isolante autour de l'élément de robinetterie, sans tenir compte des organes de commande, en m ;
$D_{\text{i, j}}$	le diamètre extérieur du segment de conduite non isolé j auquel l'élément de robinetterie est raccordé, en m ;
$h_{\text{se, tap}}$	le coefficient de transfert thermique externe total (par convection et par rayonnement) de l'élément de robinetterie, en W/(m ² .K), égal par hypothèse à : <ul style="list-style-type: none"> - à l'intérieur du volume protégé : $h_{\text{se, tap}} = 8$; - dans un espace adjacent non chauffé : $h_{\text{se, tap}} = 10$; - à l'extérieur : $h_{\text{se, tap}} = 25$.

La valeur maximale doit être déterminée sur tous les segments j raccordés à l'élément de robinetterie.

Le nombre de coudes ou dérivations pour lesquels il peut être dérogé aux exigences d'isolation, n_{exc} , est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 293} \quad n_{\text{exc}} = \frac{\sum_j l_{\text{circ k, j}}}{100} \quad (-)$$

où :

$l_{\text{circ k, j}}$ la longueur du segment j de la conduite de circulation k, en m.

Il faut faire la somme sur tous les segments j de la conduite de circulation k. Le résultat doit être arrondi l'unité supérieure.

On détermine les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une unité de logement l qui n'est pas une unité PER, sans tenir compte des pertes de la conduite de circulation/combilus, $Q_{\text{water,ncalc,res,unit l,gross woC,m}}$, comme suit :

$$\text{Eq. 294} \quad Q_{\text{water,ncalc,res,unit l,gross woC,m}} = \frac{\max[64; 64 + 0,220 \cdot (V_{\text{unit l}} - 192)] \cdot t_m}{\eta_{\text{tubing,ncalc,res,unit l}}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$V_{\text{unit l}}$ le volume total de l'unité de logement l, en m^3 ;
 t_m la longueur du mois considéré, en Ms, voir le Tableau [1] ;
 $\eta_{\text{tubing,ncalc,res,unit l}}$ la contribution au rendement du système des conduites de puisage dans l'unité de logement l, déterminée comme $\eta_{\text{tubing,bath i}}$, où l'on admet par convention que :
 - $r_{\text{water,bath i,net}} = 1$ et
 - $l_{\text{tubing,bath i}} = 5$ m.

La valeur par défaut retenue est la suivante : $V_{\text{unit l}} = 0$.

On détermine les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou baignoire m qui se trouve dans un immeuble à destination non résidentielle et non industrielle et qui ne fait pas partie d'une unité PEN, sans tenir compte des pertes de la conduite de circulation/combilus, $Q_{\text{water,ncalc,nres,bath m,gross woC,m}}$, comme suit :

$$\text{Eq. 295} \quad Q_{\text{water,ncalc,nres,bath m,gross woC,m}} = \frac{213 \cdot t_m}{\eta_{\text{tubing,ncalc,nres,bath m}}} \quad (\text{MJ})$$

où :

t_m la longueur du mois considéré, en Ms, voir le Tableau [1] ;
 $\eta_{\text{tubing,ncalc,nres,bath m}}$ la contribution au rendement du système des conduites de puisage vers une baignoire ou douche m, déterminée comme $\eta_{\text{tubing,bath i}}$, où l'on admet par convention que :
 - $r_{\text{water,bath i,net}} = 1$ et
 - $l_{\text{tubing,bath i}} = 5$ m.

On détermine les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine n qui se trouve dans un immeuble à destination non résidentielle et non industrielle et qui ne fait pas partie d'une unité PEN, sans tenir compte des pertes de la conduite de circulation/combilus, $Q_{\text{water,ncalc,nres,sink n,gross woC,m}}$, comme suit :

$$\text{Eq. 296} \quad Q_{\text{water,ncalc,nres,sink n,gross woC,m}} = \frac{A_{f,\text{sink}} \cdot 30,53 \cdot t_m}{\eta_{\text{tubing,ncalc,nres,sink n}}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$A_{f,\text{sink}}$ la surface d'utilisation des espaces nécessaires à la préparation des repas de la cuisine dans laquelle se trouve l'évier de cuisine n, en m^2 , déterminée selon le § 5.10.2 de l'annexe VI au présent arrêté ;
 t_m la longueur du mois considéré, en Ms, voir le Tableau [1] ;

$\eta_{\text{tubing,ncalc,nres,sink } n}$ la contribution au rendement du système des conduites de puisage vers un évier de cuisine n , déterminée comme $\eta_{\text{tubing,sink } i}$, où l'on admet par convention que :

- $r_{\text{water,sink } i,\text{net}} = 1$ et
- $l_{\text{tubing,sink } i} = 5$ m.

10 Consommation finale d'énergie pour le chauffage, l'eau chaude sanitaire et le refroidissement

10.1 Préambule

Les appareils de production de chaleur entrent en considération dans l'évaluation de la consommation finale d'énergie. Cela se fait généralement par le biais du rendement de production, qui est calculé sur base d'une ou de plusieurs caractéristiques de l'appareil de production. Le cas échéant, il est tenu compte simultanément de la contribution utile des systèmes d'énergie solaire thermique. Une procédure spécifique s'applique au refroidissement.

En cas d'extension d'un bâtiment, les cas de figure suivants peuvent se présenter :

- si l'extension est chauffée par de nouveaux appareils de production de chaleur fonctionnant indépendamment des appareils existants, la procédure ci-dessous s'applique telle quelle ;
- en cas d'installation de nouveaux appareils de production de chaleur fonctionnant en combinaison avec les appareils existants, il convient d'appliquer la procédure ci-dessous sans prendre les appareils existants en considération ;
- si l'on n'installe pas d'appareils supplémentaires, mais que l'on utilise uniquement les appareils existants, la procédure ci-dessous s'applique alors aux appareils existants. Si l'on ne dispose pas de toutes les informations nécessaires, on peut prendre en compte une valeur par défaut.

10.2 Consommation finale mensuelle d'énergie pour le chauffage des locaux

10.2.1 Principe

L'énergie nécessaire pour chauffer un secteur énergétique peut être fournie par un seul appareil de production ou par une combinaison de producteurs connectés en parallèle ou en série. En raison de ce dernier cas de figure, on introduit le formalisme d'un appareil préférentiel, d'une part, et de producteur(s) connecté(s) non préférentiel(s), d'autre part. Dans le cas (le plus courant) où il n'y a qu'un seul producteur, cela correspond à une part préférentielle de 100 %. Les expressions ci-dessous donnent alors comme résultat une consommation nulle pour le(s) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s).

Ce principe est également valable pour des pompes à chaleur hybrides (combinaison d'une pompe à chaleur et d'une chaudière) ou des pompes à chaleur avec chauffage électrique par résistance incorporé. Dans ces deux cas, les deux producteurs sont considérés comme des appareils connectés en parallèle. Exception : si le rendement de production d'une pompe à chaleur électrique avec chauffage électrique par résistance incorporé est déterminé selon le § 10.2.3.3.2, l'influence de la résistance électrique est déjà comprise dans ce rendement de production et l'appareil est tout de même considéré comme un seul producteur.

10.2.2 Règle de calcul

La consommation finale d'énergie pour le chauffage des locaux, sans compter l'énergie auxiliaire, par mois et par secteur énergétique est donnée par :

- pour le(s) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) :

$$\text{Eq. 93} \quad Q_{\text{heat,final,sec i,m,pref}} = \frac{f_{\text{heat,m,pref}} \cdot (1 - f_{\text{as,heat,sec i,m}}) \cdot Q_{\text{heat,gross,sec i,m}}}{\eta_{\text{gen,heat,pref}}} \quad (\text{MJ})$$

- pour le(s) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k :

$$\text{Eq. 328} \quad Q_{\text{heat,final,sec i,m,npref k}} = \frac{f_{\text{heat,m,npref k}} \cdot (1 - f_{\text{as,heat,sec i,m}}) \cdot Q_{\text{heat,gross,sec i,m}}}{\eta_{\text{gen,heat,npref k}}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$f_{\text{heat,m,pref}}$	la fraction mensuelle de la quantité totale de chaleur fournie par le(s) producteur(s) de chaleur préférentiel(s), telle que déterminée ci-dessous, (-) ;
$f_{\text{heat,m,npref k}}$	la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k, telle que déterminée ci-dessous, (-) ;
$f_{\text{as,heat,sec i,m}}$	la part des besoins de chaleur totaux pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i qui est couverte par le système d'énergie solaire thermique, déterminée selon le § 10.4, (-) ;
$Q_{\text{heat,gross,sec i,m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i, déterminés selon le § 9.2, en MJ ;
$\eta_{\text{gen,heat,pref}}$	le rendement de production du (des) producteurs(s) de chaleur préférentiel(s), déterminé selon le § 10.2.3, (-) ;
$\eta_{\text{gen,heat,npref k}}$	le rendement de production du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k, déterminé selon le § 10.2.3, (-).

Le groupement des appareils et leur répartition en producteurs de chaleur préférentiels et non préférentiels sont soumis aux mêmes règles que celles spécifiées au § 7.1 et au § 7.2.1 de l'annexe VI au présent arrêté.

On détermine la fraction mensuelle de la quantité totale de chaleur fournie par le(s) producteurs(s) de chaleur connecté(s) préférentiel(s) comme suit :

- en présence d'un seul type d'appareil, on a : $f_{\text{heat,m,pref}} = 1$.
- sinon :
 - si l'appareil préférentiel n'est pas une installation de cogénération sur site ni une pompe à chaleur utilisant l'air extérieur comme source de chaleur, on dérive alors les valeurs de $f_{\text{heat,m,pref}}$ du Tableau [34]. En cas d'application du Tableau [34], les valeurs intermédiaires de x_m sont obtenues par interpolation linéaire ;
 - si l'appareil préférentiel est une installation de cogénération sur site, on dérive alors la valeur de $f_{\text{heat,m,pref}}$ du Tableau [10] ;
 - si l'appareil préférentiel est une pompe à chaleur utilisant l'air extérieur comme source de chaleur, on dérive alors les valeurs de $f_{\text{heat,m,pref}}$ du Tableau [35]. En cas d'application du Tableau [35], les valeurs intermédiaires de x_m sont obtenues par interpolation linéaire.

En cas d'utilisation de ces tableaux, la régulation de l'appareil préférentiel et des appareils non préférentiels est considérée comme « régulation additionnelle de puissance de pointe » si les appareils non préférentiels fonctionnent en appoint uniquement durant les périodes où la demande de puissance est supérieure à la puissance que peut fournir l'appareil préférentiel et si, en outre, durant ces périodes, l'appareil préférentiel continue à fonctionner à puissance maximale. Si l'appareil préférentiel est coupé durant ces périodes et dans tous les autres cas, la « régulation de commutation de puissance de pointe » s'applique.

Un appareil préférentiel est considéré comme « modulant » s'il remplit au moins l'une des conditions suivantes :

- la puissance délivrée par l'appareil peut être modulée sous le seuil des 80 % de la puissance nominale, en réponse à une demande de chaleur variable ;
- le producteur est raccordé à un système de chauffage de surface (chauffage sol, mur ou plafond) ;
- le producteur est raccordé à réservoir tampon d'un volume supérieur ou égal à $V_{\min,i}$, tel que déterminé ci-dessous.

si l'appareil ne remplit aucune des conditions ci-dessus, il est considéré comme un appareil « à modulation restreinte ».

Le volume de stockage minimal $V_{\min,i}$ est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 402} \quad V_{\min,i} = \frac{0,44 \times P_{\text{gen,heat,pref},i}}{(\theta_{\text{pref},i} - \theta_{\text{return,design},i})} \quad (\text{m}^3)$$

où :

$P_{\text{gen,heat,pref},i}$	la puissance nominale totale du producteur de chaleur préférentiel i , en kW ;
$\theta_{\text{pref},i}$	la température à laquelle le producteur préférentiel i fournit de la chaleur au réservoir tampon, en °C ;
$\theta_{\text{return,design},i}$	la température de retour de conception du système d'émission de chaleur à laquelle le producteur préférentiel i fournit de la chaleur, telle que déterminée au § 10.2.3.2, en °C.

Remarque : si $\theta_{\text{return,design},i}$ est supérieure ou égale à $\theta_{\text{pref},i}$, le réservoir tampon n'est pas considéré et la condition correspondante de modularité est d'office réputée non remplie.

Les valeurs de $f_{\text{heat},m,\text{pref}}$ sont toujours exprimées en fonction de la variable auxiliaire x_m . On détermine cette variable auxiliaire x_m selon le § 7.3.1 de l'annexe VI au présent arrêté.

La consommation finale d'énergie de secteurs énergétiques desservis par un « combilus » est déterminée selon des spécifications définies par le ministre.

Tableau [34] : Fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteur(s) de chaleur connecté(s) préférentiel(s), $f_{\text{heat},m,\text{pref}}$, - le producteur préférentiel n'est pas une installation de cogénération sur site ni une pompe à chaleur utilisant l'air extérieur comme source de chaleur

Variable auxiliaire x_m	Appareil préférentiel modulant		Appareil préférentiel à modulation restreinte	
	Régulation de commutation de puissance de pointe	Régulation additionnelle de puissance de pointe	Régulation de commutation de puissance de pointe	Régulation additionnelle de puissance de pointe
$x_m = 0$	1,00	1,00	0	0
$x_m = 0,05$	0,99	1,00	0	0
$x_m = 0,15$	0,97	0,99	0,04	0,06
$x_m = 0,25$	0,93	0,99	0,08	0,14
$x_m = 0,35$	0,87	0,97	0,15	0,25
$x_m = 0,45$	0,78	0,96	0,20	0,38
$x_m = 0,55$	0,62	0,92	0,19	0,49
$x_m = 0,65$	0,48	0,86	0,16	0,55
$x_m = 0,75$	0,35	0,79	0,13	0,56
$x_m = 0,85$	0,28	0,74	0,11	0,57
$x_m = 0,95$	0,25	0,71	0,10	0,56
$x_m = 1,05$	0,16	0,63	0,06	0,53
$x_m = 1,15$	0,15	0,61	0,06	0,52
$x_m = 1,25$	0,14	0,59	0,06	0,52
$x_m = 1,35$	0,09	0,51	0	0,45
$x_m = 1,45$	0,08	0,47	0	0,41
$x_m = 1,55$	0,07	0,46	0	0,41
$x_m = 1,65$	0,07	0,46	0	0,40
$x_m = 1,75$	0,06	0,44	0	0,40
$x_m = 1,85$	0,05	0,44	0	0,37
$x_m = 1,95$	0	0,39	0	0,33
$x_m = 2,05$	0	0,36	0	0,32
$x_m = 2,15$	0	0,35	0	0,31
$x_m = 2,25$	0	0,34	0	0,29
$x_m = 2,35$	0	0,31	0	0,28
$x_m = 2,45$	0	0,30	0	0,28
$x_m = 2,55$	0	0,30	0	0,28
$x_m = 2,65$	0	0,30	0	0,27
$x_m = 2,75$	0	0,28	0	0,26
$x_m = 2,85$	0	0,28	0	0,26
$x_m = 2,95$	0	0,27	0	0,26
$x_m = 3,00$	0	0,25	0	0,24

$3,00 < x_m$	0	0,25	0	0,24
--------------	---	------	---	------

Tableau [10] : Fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteurs(s) de chaleur connecté(s) préférentiel(s), $f_{\text{heat},m,\text{pref}}$,
- le producteur préférentiel est une installation de cogénération sur site

Cas	Fraction mensuelle	
$V_{\text{stor},\text{cogen}} < V_{\text{stor},30 \text{ min}}$	$0 \leq x_m < 0,3$	0
	$0,3 \leq x_m < 0,9$	$\frac{2}{3} \cdot x_m - 0,2$
	$0,9 \leq x_m < 1,3$	$0,43 \cdot x_m + 0,013$
	$1,3 \leq x_m < 8,9$	$\frac{1,05 \cdot x_m - 0,245}{(x_m + 0,1)^2}$
	$8,9 \leq x_m$	$\frac{1}{x_m}$
$V_{\text{stor},\text{cogen}} \geq V_{\text{stor},30 \text{ min}}$	$0 \leq x_m < 0,05$	0
	$0,05 \leq x_m < 0,35$	$1,66 \cdot x_m - 0,083$
	$0,35 \leq x_m < 0,9$	$0,36 \cdot x_m + 0,376$
	$0,9 \leq x_m < 8,9$	$\frac{1,05 \cdot x_m - 0,245}{(x_m + 0,1)^2}$
	$8,9 \leq x_m$	$\frac{1}{x_m}$

Les symboles figurant dans le tableau sont définis comme suit :

$V_{\text{stor},\text{cogen}}$ la contenance en eau du réservoir tampon qui sert au stockage de la chaleur fournie par l'installation de cogénération, en m^3 ;

$V_{\text{stor},30 \text{ min}}$ la contenance minimale en eau d'un réservoir tampon pour stocker 30 minutes de production de chaleur de l'installation de cogénération sur site à pleine puissance, telle que déterminée au § A.6 de l'annexe VI au présent arrêté, en m^3 .

Tableau [35] : Fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteur(s) de chaleur connecté(s) préférentiel(s), $f_{\text{heat},m,\text{pref}}$, - le producteur préférentiel est une pompe à chaleur utilisant l'air extérieur comme source de chaleur

Régulation	Régulation de commutation de puissance de pointe						Régulation additionnelle de puissance de pointe						
	x_{HP}	< 2,2 5	< 2,5 0	< 2,7 5	< 3,0 0	< 3,5 0	$\geq 3,5$ 0	< 2,2 5	< 2,5 0	< 2,7 5	< 3,0 0	< 3,5 0	$\geq 3,5$ 0
$x_m = 0$		1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
$x_m = 0,05$		0,73	0,82	0,91	0,97	0,99	0,99	0,73	0,82	0,91	0,97	1,00	1,00
$x_m = 0,15$		0,65	0,79	0,89	0,94	0,97	0,97	0,65	0,80	0,90	0,96	0,99	0,99
$x_m = 0,25$		0,53	0,68	0,79	0,85	0,93	0,93	0,53	0,70	0,81	0,89	0,98	0,99
$x_m = 0,35$		0,40	0,54	0,66	0,73	0,83	0,84	0,41	0,56	0,69	0,79	0,92	0,96
$x_m = 0,45$		0,33	0,45	0,56	0,64	0,73	0,75	0,34	0,48	0,61	0,72	0,88	0,93
$x_m = 0,55$		0,30	0,41	0,50	0,56	0,62	0,63	0,33	0,46	0,59	0,70	0,84	0,89
$x_m = 0,65$		0,27	0,35	0,42	0,46	0,51	0,52	0,31	0,44	0,56	0,66	0,80	0,84
$x_m = 0,75$		0,23	0,28	0,33	0,37	0,40	0,41	0,31	0,42	0,54	0,63	0,74	0,78
$x_m = 0,85$		0,20	0,25	0,29	0,31	0,34	0,34	0,31	0,42	0,53	0,61	0,71	0,74
$x_m = 0,95$		0,17	0,21	0,24	0,27	0,29	0,30	0,30	0,40	0,49	0,57	0,67	0,71
$x_m = 1,05$		0,13	0,15	0,18	0,20	0,21	0,21	0,28	0,38	0,46	0,53	0,62	0,64
$x_m = 1,15$		0,12	0,15	0,17	0,18	0,20	0,20	0,26	0,36	0,45	0,51	0,60	0,62
$x_m = 1,25$		0,11	0,13	0,15	0,17	0,18	0,18	0,25	0,33	0,41	0,48	0,57	0,60
$x_m = 1,35$		0,07	0,09	0,10	0,11	0,11	0,12	0,25	0,33	0,40	0,45	0,52	0,53
$x_m = 1,45$		0,05	0,06	0,08	0,09	0,09	0,10	0,20	0,27	0,34	0,40	0,47	0,49
$x_m = 1,55$		0	0,05	0,06	0,07	0,08	0,08	0,17	0,24	0,30	0,36	0,44	0,47
$x_m = 1,65$		0	0,05	0,06	0,07	0,07	0,08	0,17	0,24	0,30	0,36	0,44	0,47
$x_m = 1,75$		0	0,05	0,06	0,07	0,07	0,07	0,17	0,24	0,30	0,36	0,44	0,47
$x_m = 1,85$		0	0,05	0,06	0,06	0,06	0,06	0,17	0,24	0,30	0,36	0,44	0,47
$x_m = 1,95$		0	0	0,05	0,05	0,05	0,05	0,17	0,24	0,30	0,36	0,40	0,40
$x_m = 2,05$		0	0	0,05	0,05	0,05	0,05	0,17	0,24	0,30	0,36	0,40	0,40
$x_m = 2,15$		0	0	0	0,05	0,05	0,05	0,17	0,24	0,30	0,30	0,36	0,40
$x_m = 2,25$		0	0	0	0,05	0,05	0,05	0,17	0,24	0,30	0,30	0,36	0,36
$x_m = 2,35$		0	0	0	0	0,05	0,05	0,17	0,24	0,30	0,30	0,32	0,32
$x_m = 2,45$		0	0	0	0	0	0	0,17	0,24	0,30	0,30	0,30	0,32
$x_m = 2,55$		0	0	0	0	0	0	0,17	0,24	0,30	0,30	0,30	0,32
$x_m = 2,65$		0	0	0	0	0	0	0,17	0,24	0,30	0,30	0,30	0,32
$x_m = 2,75$		0	0	0	0	0	0	0,10	0,16	0,20	0,24	0,27	0,30
$x_m = 2,80$		0	0	0	0	0	0	0,10	0,14	0,18	0,20	0,25	0,25
$2,80 < x_m$		0	0	0	0	0	0	0,10	0,14	0,18	0,20	0,25	0,25

x_{HP} est déterminé comme suit :

- si le rendement de production est déterminé selon le § 10.2.3.3.2 :

$$\text{Eq. 329 } X_{\text{HP}} = f_{\theta, \text{em}} \cdot \text{SCOP}_{\text{on}} \quad (-)$$

- si le rendement de production est déterminé selon le § 10.2.3.3.3 :

$$\text{Eq. 330 } X_{\text{HP}} = f_{\theta, \text{heat}} \cdot \text{COP}_{\text{test}} \quad (-)$$

où :

$f_{\theta, \text{em}}$ un facteur de correction pour la différence entre la température de départ de conception vers le système d'émission de chaleur (ou, le cas échéant, de stockage de chaleur) et la température de sortie du condenseur à laquelle le SCOP_{on} a été établi, tel que déterminé au § 10.2.3.3.2, (-) ;

SCOP_{on} le coefficient de performance en mode actif et pour les conditions climatiques moyennes de la pompe à chaleur électrique, tel que déterminé au § 10.2.3.3.2, (-) ;

$f_{\theta, \text{heat}}$ un facteur de correction pour la différence entre la température de départ de conception vers le système d'émission de chaleur (ou, le cas échéant, de stockage de chaleur) et la température de sortie du condenseur, tel que déterminé au § 10.2.3.3.3, (-) ;

COP_{test} le coefficient de performance (coefficient of performance) de la pompe à chaleur, tel que déterminé au § 10.2.3.3.3, (-).

Si, pour le secteur énergétique considéré, il y a un seul appareil de production de chaleur non préférentiel ou si tous les appareils de production de chaleur non préférentiels ont le même rendement de production selon le § 10.2.3 (et utilisent le même vecteur énergétique), la fraction mensuelle pour le chauffage du (des) producteur(s) non préférentiel(s) k est la suivante :

$$\text{Eq. 298 } f_{\text{heat}, \text{m}, \text{npref } k} = 1 - f_{\text{heat}, \text{m}, \text{pref}} \quad (-)$$

En présence de plusieurs appareils de production de chaleur non préférentiels dont les rendements de production sont différents selon le § 10.2.3 (et/ou utilisant différents vecteurs énergétiques), les fractions mensuelles pour le chauffage du (des) producteur(s) non préférentiel(s) k sont déterminées selon :

$$\text{Eq. 299 } f_{\text{heat}, \text{m}, \text{npref } k} = (1 - f_{\text{heat}, \text{m}, \text{pref}}) \cdot \frac{P_{\text{gen}, \text{heat}, \text{npref } k}}{\sum_k P_{\text{gen}, \text{heat}, \text{npref } k}} \quad (-)$$

où :

$f_{\text{heat}, \text{m}, \text{npref } k}$ la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k , (-) ;

$f_{\text{heat}, \text{m}, \text{pref}}$ la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteurs(s) de chaleur préférentiel(s), (-) ;

$P_{\text{gen}, \text{heat}, \text{npref } k}$ la puissance nominale totale du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k , en kW.

Il faut faire la somme sur tous les producteurs de chaleur non préférentiels k .

NOTE 1 Pour les chaudières dont le rendement de production a été établi selon le § 10.2.3.2.2, la puissance nominale est déterminée comme la production de chaleur utile P selon le règlement européen (UE) n° 813/2013.

NOTE 2 Pour les chaudières dont le rendement de production a été établi selon le § 10.2.3.2.4, la puissance nominale est celle visée dans la directive européenne Chaudières.

NOTE 3 La puissance thermique de pompes à chaleur électriques dont le rendement de production a été établi selon le § 10.2.3.3.2 est déterminée comme :

- la puissance thermique nominale P_{rated} selon le règlement européen (UE) n° 813/2013 pour les pompes à chaleur dont la source de chaleur est l'eau ;
- la charge calorifique nominale P_{designh} selon le règlement européen (UE) n° 206/2012 pour les pompes à chaleur dont la puissance nominale n'excède pas 12 kW et dont la source de chaleur est l'air ;
- la charge calorifique nominale $P_{\text{rated,h}}$ selon le règlement européen (UE) 2016/2281 pour les pompes à chaleur dont la puissance nominale est supérieure à 12 kW mais n'excède pas 1 MW et dont la source de chaleur est l'air.

NOTE 4 La puissance thermique de pompes à chaleur électriques dont le rendement de production a été établi selon le § 10.2.3.3.3 est déterminée selon la norme NBN EN 14511, dans les conditions d'essai définies au § 10.2.3.3.3.

NOTE 5 La puissance thermique de pompes à chaleur gaz à sorption dont le rendement de production a été établi selon le § 10.2.3.4.2 est déterminée comme la puissance thermique nominale P_{rated} selon le règlement européen (UE) n° 813/2013.

NOTE 6 La puissance thermique d'une installation de cogénération sur site est déterminée conformément à la méthode pour les appareils au gaz.

10.2.3 Rendement de production pour le chauffage des locaux et l'humidification

10.2.3.1 Principe

Le rendement de production pour le chauffage des locaux est défini comme le rapport entre la fourniture de chaleur par l'installation de production de chaleur au système de distribution de chaleur et l'énergie nécessaire pour générer cette chaleur.

Le rendement de production pour le chauffage des locaux est déterminé, si possible, sur la base des données relatives aux produits établies de manière harmonisée au sein de l'Union européenne.

C'est pourquoi le présent texte fait référence aux directives européennes suivantes :

- la directive 2009/125/CE du 21 octobre 2009, dite « directive sur l'écoconception », établissant un cadre pour la fixation d'exigences en matière d'écoconception applicables aux produits liés à l'énergie ;
- la directive 2012/27/UE du 25 octobre 2012 relative à l'efficacité énergétique, modifiant les directives 2009/125/CE et 2010/30/UE et abrogeant les directives 2004/8/CE et 2006/32/CE ;

et, plus particulièrement, aux règlements qui complètent ces directives :

- le règlement (UE) n° 206/2012 de la Commission du 6 mars 2012 portant application de la directive 2009/125/CE du Parlement européen et du Conseil en ce qui concerne les exigences d'écoconception applicables aux climatiseurs et aux ventilateurs de confort ;
- le règlement (UE) n° 813/2013 de la Commission du 2 août 2013 portant application de la directive 2009/125/CE du Parlement européen et du Conseil en ce qui concerne les exigences d'écoconception applicables aux dispositifs de chauffage des locaux et aux dispositifs de chauffage mixtes ;
- le règlement (UE) 2015/1188 de la Commission du 28 avril 2015 portant application de la directive 2009/125/CE du Parlement européen et du Conseil en ce qui concerne les exigences d'écoconception applicables aux dispositifs de chauffage décentralisés ;

- le règlement (UE) 2016/2281 de la Commission du 30 novembre 2016 mettant en œuvre la directive 2009/125/CE du Parlement européen et du Conseil établissant un cadre pour la fixation d'exigences en matière d'écoconception applicables aux produits liés à l'énergie, en ce qui concerne les exigences d'écoconception applicables aux appareils de chauffage à air, aux appareils de refroidissement, aux refroidisseurs industriels haute température et aux ventilo-convecteurs ;
- le règlement (UE) 2015/1189 de la Commission du 28 avril 2015 portant application de la directive 2009/125/CE du Parlement européen et du Conseil en ce qui concerne les exigences d'écoconception applicables aux chaudières à combustible solide ;

et également aux communications suivantes qui complètent plus encore ces directives :

- Communication 2012/C 172/01 de la Commission dans le cadre de la mise en œuvre du règlement (UE) n° 206/2012 de la Commission du 6 mars 2012 portant application de la directive 2009/125/CE du Parlement européen et du Conseil en ce qui concerne les exigences d'écoconception applicables aux climatiseurs et aux ventilateurs de confort et du règlement délégué (UE) n° 626/2011 de la Commission du 4 mai 2011 complétant la directive 2010/30/UE du Parlement européen et du Conseil en ce qui concerne l'indication, par voie d'étiquetage, de la consommation d'énergie des climatiseurs ;
- Communication 2014/C 110/01 de la Commission dans le cadre de la mise en œuvre du règlement (UE) n° 206/2012 de la Commission du 6 mars 2012 portant application de la directive 2009/125/CE du Parlement européen et du Conseil en ce qui concerne les exigences d'écoconception applicables aux climatiseurs et aux ventilateurs de confort et du règlement délégué (UE) n° 626/2011 de la Commission du 4 mai 2011 complétant la directive 2010/30/UE du Parlement européen et du Conseil en ce qui concerne l'indication, par voie d'étiquetage, de la consommation d'énergie des climatiseurs ;
- Communication 2014/C 207/02 de la Commission dans le cadre du règlement (UE) n° 813/2013 de la Commission portant application de la directive 2009/125/CE du Parlement européen et du Conseil en ce qui concerne les exigences d'écoconception applicables aux dispositifs de chauffage des locaux et aux dispositifs de chauffage mixtes et du règlement délégué (UE) n° 811/2013 de la Commission complétant la directive 2010/30/UE du Parlement européen et du Conseil en ce qui concerne l'étiquetage énergétique des dispositifs de chauffage des locaux, des dispositifs de chauffage mixtes, des produits combinés constitués d'un dispositif de chauffage des locaux, d'un régulateur de température et d'un dispositif solaire et des produits combinés constitués d'un dispositif de chauffage mixte, d'un régulateur de température et d'un dispositif solaire ;
- Communication 2017/C 076/01 de la Commission dans le cadre de la mise en œuvre du règlement délégué (UE) 2015/1187 de la Commission complétant la directive 2010/30/UE du Parlement européen et du Conseil en ce qui concerne l'étiquetage énergétique des chaudières à combustible solide et des produits combinés constitués d'une chaudière à combustible solide, de dispositifs de chauffage d'appoint, de régulateurs de température et de dispositifs solaires (NB : ce document est également utile pour une bonne compréhension du règlement (UE) 2015/1189).

La détermination du rendement de production, visée dans ce chapitre, s'applique également à la production de chaleur destinée à l'humidification, voir le § 7.5.1 de l'annexe VI au présent arrêté.

Si elle n'a pas déjà été prise en compte dans le rendement de production calculé ici, la consommation d'énergie auxiliaire électrique est comptabilisée selon le § 11.

10.2.3.2 Rendement de production d'appareils de chauffage qui ne sont pas des pompes à chaleur

10.2.3.2.1 Principe

On détermine le rendement de production pour le chauffage des locaux pour :

- les chaudières de type B1, destinées uniquement au chauffage des locaux, à combustible gazeux ou liquide (à l'exception des biocarburants), mises sur le marché à partir du 26/09/2015 et dont la puissance nominale n'est pas supérieure à 10 kW;
- les chaudières de type B1 mixtes, à combustible gazeux ou liquide (à l'exception des biocarburants), mises sur le marché à partir du 26/09/2015 et dont la puissance nominale n'est pas supérieure à 30 kW ;
- les chaudières qui ne sont pas de type B1, à combustible gazeux ou liquide (à l'exception des biocarburants), mises sur le marché à partir du 26/09/2015 et dont la puissance nominale n'est pas supérieure à 400 kW ;
- les chaudières à combustible solide, mises sur le marché à partir du 01/01/2020 et dont la puissance nominale n'est pas supérieure à 500 kW,

selon le § 10.2.3.2.2.

On détermine le rendement de production pour le chauffage des locaux pour les appareils de chauffage locaux qui ne sont pas des pompes à chaleur, qui fonctionnent au gaz, au combustible liquide ou à l'électricité (à l'exception des dispositifs de chauffage commandés à distance), mis sur le marché après le 01/01/2020 et dont la puissance nominale n'est pas supérieure à 50 kW, selon le § 10.2.3.2.3.

Pour tous les autres appareils de chauffage qui ne sont pas des pompes à chaleur, le rendement de production pour le chauffage des locaux est déterminé selon le § 10.2.3.2.4.

10.2.3.2.2 Rendement de production des chaudières sur la base des données issues du règlement européen (UE) n° 813/2013 ou du règlement européen (UE) 2015/1189

On détermine le rendement de production pour le chauffage des locaux d'une chaudière qui remplit les conditions suivantes du § 10.2.3.2.1 comme suit :

- Pour les chaudières à condensation :

$$\text{Eq. 331} \quad \eta_{\text{gen,heat}} = f_{\text{dim,gen,heat}} \cdot \left\{ \eta_{\text{part,GCV}} + \left[\frac{f_{\text{NCV/GCV}} \cdot 0,003}{\left(\theta_{\text{part,GCV}} - \theta_{\text{ave,boiler}} \right)} \right] \right\} - a_{\text{loc}} - a_{\text{perm}} \quad (-)$$

- Pour les chaudières non-condensation :

$$\text{Eq. 332} \quad \eta_{\text{gen,heat}} = f_{\text{dim,gen,heat}} \cdot \eta_{\text{part,GCV}} - a_{\text{loc}} - a_{\text{perm}} \quad (-)$$

où :

$f_{\text{dim,gen,heat}}$ un facteur de correction pour prendre en compte le dimensionnement du système de production de chaleur pour le chauffage des locaux ; actuellement, ce facteur est conventionnellement fixé à 1,00, (-) ;

$f_{\text{NCV/GCV}}$ un facteur de multiplication égal au rapport du pouvoir calorifique inférieur au pouvoir calorifique supérieur du combustible utilisé, dérivé de l'Annexe F du présent texte, (-) ;

$\eta_{part,GCV}$	<p>le rendement à charge partielle (par rapport au pouvoir calorifique supérieur) :</p> <ul style="list-style-type: none"> - pour les chaudières à gaz ou au mazout, il s'agit de l'efficacité utile à 30 % de la puissance thermique nominale, dénommée η_1 dans le règlement européen (UE) n° 813/2013, (-), - pour les chaudières à combustible solide, il s'agit de l'efficacité utile à 30 % ou à 50 % de la puissance thermique nominale, dénommée η_p dans le règlement européen (UE) 2015/1189, (-). <p>Exception : pour les chaudières à combustible solide à alimentation manuelle ne pouvant pas fonctionner à 50 % ou moins de la puissance thermique nominale en mode continu, η_p n'est pas disponible. Dans ce cas, on utilise l'efficacité utile à la puissance thermique nominale, dénommée η_n dans le règlement européen (UE) 2015/1189, (-) ;</p>
$\theta_{part,GCV}$	la température d'entrée de la chaudière à laquelle le rendement à charge partielle $\eta_{part,GCV}$ a été déterminé, en °C ;
$\theta_{ave,boiler}$	la température moyenne saisonnière de l'eau de la chaudière à appliquer, telle que déterminée au § 10.2.3.2.4, en °C ;
a_{loc}	un facteur de correction qui prend en compte l'emplacement du producteur, (-). Si l'appareil est installé hors du volume protégé ou si l'emplacement de l'appareil est inconnu, ce facteur est égal à 0,02. Si l'appareil est installé au sein du volume protégé, le facteur est fixé à 0,00 ;
a_{perm}	un facteur de correction qui prend en compte le fait que la chaudière est ou non maintenue en permanence à température, (-). Si la chaudière est équipée d'une régulation qui la maintient à température en permanence, donc aussi pendant les périodes sans demande de chaleur ⁷ (c.-à-d. que la chaudière ne peut pas se refroidir de manière illimitée pour atteindre, finalement, la température ambiante entre deux sollicitations du brûleur), ou si l'on ignore comment la chaudière est précisément régulée, ce facteur est égal à 0,05. Dans le cas contraire, le facteur est fixé à 0,00.

La valeur par défaut du rendement de production pour le chauffage des locaux des chaudières abordées dans le présent chapitre est de 0,73, diminuée des facteurs de réduction a_{loc} et a_{perm} .

10.2.3.2.3 Rendement de production des appareils de chauffage locaux basé sur des données issues du règlement européen (UE) 2015/1188

On détermine le rendement de production pour le chauffage des locaux d'un appareil de chauffage local qui remplit les conditions suivantes du § 10.2.3.2.1 comme suit :

- Pour les appareils au gaz ou à combustible liquide :

$$\text{Eq. 403} \quad \eta_{gen,heat} = f_{NCV/GCV} \cdot \eta_s \quad (-)$$

- Pour les appareils électriques :

$$\text{Eq. 404} \quad \eta_{gen,heat} = 2,5 \cdot f_{NCV/GCV} \cdot \eta_s \quad (-)$$

⁷ Que la température de la chaudière reste ou non constante ou qu'elle puisse quand même baisser de manière limitée jusqu'à un niveau de température moins élevé (mais pas complètement jusqu'à la température ambiante).

où :

$f_{\text{NCV/GCV}}$ un facteur de multiplication égal au rapport du pouvoir calorifique inférieur au pouvoir calorifique supérieur du combustible utilisé, dérivé de l'Annexe F du présent texte ;

η_s l'efficacité énergétique saisonnière pour le chauffage des locaux déterminée selon le règlement européen (UE) 2015/1188, (-).

La valeur par défaut de l'efficacité énergétique saisonnière pour le chauffage des locaux η_s des appareils de chauffage locaux abordés dans le présent chapitre est :

- pour les appareils au gaz ou à combustible liquide à foyer ouvert : 0,42 ;
- pour les appareils au gaz ou à combustible liquide à foyer fermé : 0,72 ;
- pour les appareils électriques : 0,31.

10.2.3.2.4 Rendement de production des appareils de chauffage non basé sur des données issues des règlements européens (UE) n° 813/2013 et (UE) 2015/1188

On dérive le rendement de production du Tableau [44]. Pour la plupart des types d'appareils, la valeur par défaut est mentionnée dans la troisième colonne du tableau.

Tableau [44] : Rendement de production pour le chauffage des locaux

Chauffage central	Calcul détaillé		Valeurs par défaut
Chaudière à eau à condensation (1) (2)	$f_{dim,gen,heat} \cdot f_{NCV/GCV} \cdot [\eta_{part,NCV} + 0,003 \cdot (\theta_{part,NCV} - \theta_{ave,boiler})]$		0,73
Chaudière à eau non-condensation (1) (2)	$f_{dim,gen,heat} \cdot f_{NCV/GCV} \cdot \eta_{part,NCV}$		0,73
Générateur d'air chaud (1)	$f_{dim,gen,heat} \cdot f_{NCV/GCV} \cdot \eta_{part,NCV}$		0,73
Installation de cogénération sur site	$f_{dim,gen,heat} \cdot \varepsilon_{cogen,th}$		(5)
Fourniture de chaleur externe	$\eta_{heat,dh}$		0,97
Chauffage électrique par résistance (1)	1,00		1,00
Chauffage local (3)	Calcul détaillé	Valeurs par défaut	Valeurs fixes
Poêle au charbon ou poêle à bois (à l'exception des poêles à pellets) à foyer ouvert	$f_{NCV/GCV} \cdot \eta_{nom}$	0,30	-
Poêle au charbon ou poêle à bois (à l'exception des poêles à pellets) à foyer fermé	$f_{NCV/GCV} \cdot \eta_{nom}$	0,60	-
Poêle à pellets d'une puissance nominale supérieure à 50 kW	-	-	$f_{NCV/GCV} \cdot 0,77$
Poêle à pellets d'une puissance nominale de 50 kW maximum	$f_{NCV/GCV} \cdot \eta_{nom}$	0,65	-
Poêle au mazout	-	-	$f_{NCV/GCV} \cdot 0,80$
Poêle au gaz	-	-	$f_{NCV/GCV} \cdot 0,83$
Chauffage électrique par résistance	-	-	1,00
Cas spéciaux			
Équivalence (4)			
(1) Si l'appareil est installé hors du volume protégé, le rendement obtenu doit être diminué de 0,02.			

(2) Si la chaudière est équipée d'une régulation qui la maintient à température en permanence, donc aussi pendant les périodes sans demande de chaleur⁸ (c.-à-d. que la chaudière ne peut pas se refroidir de manière illimitée pour atteindre, finalement, la température ambiante entre deux sollicitations du brûleur), le rendement obtenu doit être diminué de 0,05. Si l'on ignore comment la chaudière est précisément régulée, on suppose qu'une telle régulation est présente (et que la chaudière ne peut pas se refroidir).

(3) Si le fabricant peut présenter, pour le rendement de production d'un appareil de chauffage local, une valeur déterminée selon des règles préalablement définies par le ministre, on peut utiliser cette valeur au lieu de la valeur par défaut ci-dessus.

(4) Les dérogations aux catégories ci-dessus doivent être traitées sur la base d'équivalence en l'absence de règles préalablement définies par le ministre. Si le système n'a pas été traité sur la base d'équivalence, on peut utiliser une valeur par défaut de 0,73.

(5) Le rendement de conversion thermique d'une cogénération est déterminé selon le § A.2 de l'annexe VI au présent arrêté. La valeur par défaut éventuelle est indiquée dans ce paragraphe.

Les symboles figurant dans le tableau sont définis comme suit :

$f_{\text{dim,gen,heat}}$	un facteur de correction pour prendre en compte le dimensionnement du système de production de chaleur pour le chauffage des locaux ; actuellement, ce facteur est conventionnellement fixé à 1,00, (-) ;
$f_{\text{NCV/GCV}}$	un facteur de multiplication égal au rapport du pouvoir calorifique inférieur au pouvoir calorifique supérieur du combustible utilisé, dérivé de l'Annexe F du présent texte, (-) ;
$\eta_{\text{part,NCV}}$	le rendement à charge partielle (par rapport au pouvoir calorifique inférieur) à 30 % de la puissance thermique nominale, (-). Exceptions : - pour les chaudières non-condensation à combustible solide d'une puissance nominale inférieure ou égale à 500 kW, on peut appliquer le rendement à 50 % de charge ou à 100 % de charge s'il a été déterminé selon la norme NBN EN 303-5 ; - pour les générateurs d'air chaud, pour les chaudières à combustible solide d'une puissance nominale supérieure à 500 kW et pour les chaudières à condensation à combustible solide d'une puissance nominale inférieure ou égale à 500 kW dont le rendement à 30 % de charge ne peut pas être mesuré, on peut appliquer la valeur à 100 % de charge ;
$\theta_{\text{part,NCV}}$	la température d'entrée de la chaudière à laquelle le rendement à charge partielle $\eta_{\text{part,NCV}}$ a été déterminé, en °C ;
$\theta_{\text{ave,boiler}}$	la température moyenne saisonnière de l'eau de la chaudière à appliquer, telle que déterminée ci-dessous, en °C ;
$\varepsilon_{\text{cogen,th}}$	le rendement de conversion thermique d'une installation de cogénération sur site, tel que déterminé au § A.2 de l'annexe VI au présent arrêté ;
$\eta_{\text{heat,dh}}$	le rendement pour la fourniture de chaleur externe, à déterminer selon des règles préalablement définies par le ministre ;
η_{nom}	l'efficacité utile à la puissance thermique nominale, déterminée selon la :

⁸ Que la température de la chaudière reste ou non constante ou qu'elle puisse quand même baisser de manière limitée jusqu'à un niveau de température moins élevé (mais pas complètement jusqu'à la température ambiante).

- NBN EN 13240 pour les poêles à bois et au charbon à foyer ouvert (à l'exception des poêles à pellets) ;
- NBN EN 13229 pour les poêles à bois et au charbon à foyer fermé (à l'exception des poêles à pellets) ;
- NBN EN 15250 pour les poêles à accumulation à bois ou au charbon (à l'exception des poêles à pellets) ;
- NBN EN 14785 pour les poêles à pellets.

Dans le cas de chaudières à condensation, on détermine la température moyenne saisonnière de l'eau de la chaudière par :

$$\text{Eq. 429 } \theta_{\text{ave,boiler}} = 6,4 + 0,63 \cdot \theta_{\text{in,design}} \quad (^\circ\text{C})$$

où :

$\theta_{\text{ave,boiler}}$ la température moyenne saisonnière de l'eau de la chaudière à appliquer, en $^\circ\text{C}$;

$\theta_{\text{in,design}}$ la température d'entrée de la chaudière dans des conditions de conception, en $^\circ\text{C}$, telle que déterminée ci-dessous.

On détermine la température d'entrée de la chaudière dans des conditions de conception $\theta_{\text{in,design}}$ comme suit :

- Dans le cas de chaudières connectées en série avec un ou plusieurs autres producteurs et dont l'entrée du fluide caloporteur n'est pas raccordée au système d'émission mais à la sortie du fluide caloporteur d'un autre producteur, on a :

$$\text{Eq. 430 } \theta_{\text{in,design}} = \theta_{\text{return,design}} + \frac{\sum_{m=1}^{12} f_{\text{heat,m,first}} \cdot x_{m,\text{first}}}{\sum_{m=1}^{12} x_{m,\text{first}}} \cdot (\theta_{\text{supply,design}} - \theta_{\text{return,design}}) \quad (^\circ\text{C})$$

- Pour tous les autres cas, on a :

$$\text{Eq. 431 } \theta_{\text{in,design}} = \theta_{\text{return,design}} \quad (^\circ\text{C})$$

où :

$\theta_{\text{return,design}}$ la température de retour de conception du système d'émission de chaleur, en $^\circ\text{C}$;

$\theta_{\text{supply,design}}$ la température de départ de conception vers le système d'émission de chaleur, en $^\circ\text{C}$. À cet égard, il convient de tenir compte non seulement du système d'émission, mais également du dimensionnement d'un éventuel réservoir tampon (température maximale de stockage) ;

$f_{\text{heat,m,first}}$ la fraction mensuelle de la quantité totale de chaleur fournie par le(s) premier(s) producteur(s) de chaleur connecté(s)⁹ de plusieurs producteurs en série, définie comme $f_{\text{heat,m,pref}}$ au § 10.2.2, le(s) premier(s) producteur(s) de chaleur connectés étant considéré(s) comme producteur(s) préférentiel(s), (-) ;

$x_{m,\text{first}}$ la variable auxiliaire pour déterminer la fraction de la demande de chaleur couverte par le(s) premier(s) producteur(s) de chaleur connecté(s), définie comme x_m au § 7.3.1 de l'annexe VI, le(s) premier(s) producteur(s) de chaleur connectés étant considéré(s) comme producteur(s) préférentiel(s) (-).

⁹ Il s'agit du producteur dont l'entrée est raccordée au (retour du) système d'émission. Ce n'est pas forcément le producteur préférentiel. Si ce premier producteur en série et le producteur préférentiel sont identiques, $f_{\text{heat,m,first}} = f_{\text{heat,m,pref}}$. Dans le cas contraire, un nouveau calcul de la fraction couverte par le premier producteur doit être effectué.

Il faut faire la somme sur tous les mois de l'année.

La valeur par défaut de la température de retour de conception du système d'émission est de 45 °C pour les systèmes de chauffage de surface (chauffage sol, mur ou plafond) et 70 °C pour tous les autres systèmes d'émission de chaleur. Comme valeur par défaut de la température de départ de conception du système d'émission, on peut utiliser $\theta_{\text{supply, design}} = 55^\circ\text{C}$ pour les systèmes de chauffage de surface (chauffage sol, mur et plafond) et $\theta_{\text{supply, design}} = 90^\circ\text{C}$ pour tous les autres systèmes d'émission de chaleur. Si les deux types de systèmes d'émission sont présents dans un seul secteur énergétique, il faut considérer le système dont la température de retour de conception et de départ de conception est la plus élevée¹⁰. Des valeurs plus favorables peuvent être introduites selon des règles préalablement définies par le ministre ou, à défaut, sur la base d'une demande d'équivalence.

10.2.3.3 Rendement de production des pompes à chaleur électriques

10.2.3.3.1 Principe

Les pompes à chaleur électriques¹¹ peuvent tirer leur chaleur de différentes sources de chaleur :

- Sol via un fluide caloporteur : la pompe à chaleur pompe un fluide caloporteur (généralement, une solution antigel, p. ex., un mélange eau-glycol) à travers un échangeur de chaleur enterré vertical ou horizontal. La chaleur prélevée dans le sol par ce fluide est cédée à l'évaporateur ;
- sol par évaporation directe : l'évaporateur dans le sol prélève par conduction la chaleur sensible (et éventuellement la chaleur latente, par congélation)

¹⁰ Il est toujours permis de subdiviser le secteur énergétique en plusieurs secteurs énergétiques plus petits et de considérer le système d'émission de chaleur applicable pour chaque secteur séparément.

¹¹ **Remarque :**

Dans le présent texte, on entend par « pompes à chaleur » des machines actives qui prélèvent de la chaleur à une source à basse température et qui restituent cette chaleur à une température plus élevée pour le chauffage des locaux, pour l'humidification ou pour la production d'eau chaude sanitaire. Une telle augmentation de température de la chaleur s'effectue forcément avec l'apport d'une (quantité plus restreinte d') énergie noble

Dans le cas de systèmes de ventilation, il est également possible de transférer la chaleur de l'air rejeté à l'air fourni (plus froid) à l'aide d'échangeurs de chaleur passifs. Dans ce cas, le transfert de chaleur s'effectue de manière tout à fait naturelle de la température haute vers la température basse sans apport d'énergie supplémentaire (hormis une petite quantité d'énergie auxiliaire supplémentaire, p. ex., une petite consommation supplémentaire par les ventilateurs afin de surmonter la perte de charge supplémentaire de l'échangeur de chaleur). Les appareils de ce genre existent en plusieurs variantes (p. ex., échangeurs de chaleur à plaques à flux croisé ou à contre-courant, roues thermiques, échangeurs de chaleur à faisceau tubulaire, systèmes régénérateurs, etc.) et sont désignés ici sous le terme général de récupérateur de chaleur. L'évaluation énergétique des récupérateurs de chaleur s'effectue lors du traitement des déperditions par ventilation au § 7.4.

Quand on utilise des pompes à chaleur pour l'air de ventilation, elles sont souvent associées à des récupérateurs de chaleur. Une solution normalement plus avantageuse en termes énergétiques. Pour éviter les doubles comptages, le coefficient de performance de la pompe à chaleur utilisé dans ce chapitre ne peut se rapporter qu'à la pompe à chaleur proprement dite sans intégrer l'effet du récupérateur de chaleur, puisque ce dernier est explicitement pris en compte au chapitre Ventilation. La combinaison de l'évaluation de la pompe à chaleur au sens strict dans le présent chapitre et du récupérateur de chaleur au chapitre Ventilation donne une évaluation correcte du système combiné dans son ensemble pour la détermination de la consommation d'énergie caractéristique.

directement dans le sol sans l'intervention d'un fluide de transport intermédiaire ;

- eau souterraine, eau de surface ou similaire : l'eau est pompée, cède sa chaleur à l'évaporateur et est réinjectée dans son milieu d'origine ;
- air extérieur : l'air extérieur est amené jusqu'à l'évaporateur à l'aide d'un ventilateur et y cède sa chaleur ;
- air rejeté : l'air rejeté du système de ventilation est amené à l'évaporateur et y cède sa chaleur ;
- autres.

Les pompes à chaleur électriques peuvent délivrer leur chaleur à l'eau, à l'air ou à la structure du bâtiment (des condenseurs sont intégrés dans la structure du bâtiment - principalement les planchers et, éventuellement, d'autres parois telles que les murs ou plafonds - à laquelle ils délivrent la chaleur directement (sans l'intervention d'un fluide de transport intermédiaire tel que l'air ou l'eau)).

Le rendement de production

- des pompes à chaleur électriques mises sur le marché à partir du 26/09/2015, d'une puissance nominale n'excédant pas 400 kW et utilisant :
 - soit le sol via un fluide caloporteur comme source de chaleur et l'eau comme fluide caloporteur,
 - soit l'eau comme source de chaleur et l'eau comme fluide caloporteur,
 - soit l'air extérieur comme source de chaleur et l'eau comme fluide caloporteur, ou
- des pompes à chaleur électriques mises sur le marché à partir du 01/01/2013, d'une puissance nominale n'excédant pas 12 kW et utilisant l'air extérieur comme source de chaleur et l'air comme fluide caloporteur, ou
- des pompes à chaleur électriques mises sur le marché à partir du 01/01/2018, d'une puissance nominale supérieure à 12 kW mais n'excédant pas 1 MW et utilisant l'air extérieur comme source de chaleur et l'air comme fluide caloporteur

est déterminé selon le § 10.2.3.3.2.

Le rendement de production d'autres pompes à chaleur électriques est déterminé selon le § 10.2.3.3.3.

La valeur par défaut de $\eta_{\text{gen,heat}}$ pour des pompes à chaleur électriques utilisant l'air comme source de chaleur et comme fluide caloporteur est fixée à 1,25. Pour tous les autres types de pompes à chaleur électriques, la valeur par défaut de $\eta_{\text{gen,heat}}$ est égale à 2,00.

10.2.3.3.2 Rendement de production des pompes à chaleur électriques basé sur des données issues du règlement européen (UE) n° 206/2012, du règlement européen (UE) n° 813/2013 ou du règlement européen (UE) 2016/2281

On détermine le rendement de production pour le chauffage des locaux d'une pompe à chaleur électrique qui remplit les conditions suivantes du § 10.2.3.3.1, comme suit :

$$\eta_{\text{gen,heat}} = \frac{P_{\text{nom}} \cdot t_{\text{on}}}{\frac{P_{\text{nom}} \cdot t_{\text{on}}}{\text{SCOP}_{\text{inst}}} + P_{\text{TO}} \cdot t_{\text{TO}} + P_{\text{CCH}} \cdot t_{\text{CCH}} + P_{\text{off}} \cdot t_{\text{off}} + P_{\text{SB}} \cdot t_{\text{SB}}} \quad (-)$$

Eq. 333

où :

P_{nom} la puissance thermique nominale de la pompe à chaleur électrique, définie comme P_{rated} selon le règlement européen (UE) n° 813/2013 pour les pompes à chaleur utilisant l'eau comme fluide caloporteur, comme P_{designh} selon le règlement européen (UE) n° 206/2012 pour les pompes à chaleur d'une puissance nominale n'excédant pas 12 kW et utilisant l'air comme fluide caloporteur, ou comme $P_{\text{rated,h}}$ selon le règlement européen (UE) 2016/2281 pour les pompes à chaleur d'une puissance nominale supérieure à 12 kW et utilisant l'air comme fluide caloporteur, en kW ;

t_{on} le temps pendant lequel la pompe à chaleur est en mode « marche », dérivé du Tableau [38] en fonction du type de pompe à chaleur, en h ;

$\text{SCOP}_{\text{inst}}$ le coefficient de performance en mode actif de la pompe à chaleur électrique, compte tenu de l'influence de l'installation, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;

P_{TO} la puissance absorbée de la pompe à chaleur électrique au moment où la fonction de chauffage est activée mais la pompe à chaleur électrique ne fonctionne pas parce qu'il n'y a pas de demande de chaleur, déterminée selon le règlement européen (UE) n° 813/2013 pour les pompes à chaleur utilisant l'eau comme fluide caloporteur, selon le règlement européen (UE) n° 206/2012 pour les pompes à chaleur d'une puissance nominale n'excédant pas 12 kW et utilisant l'air comme fluide caloporteur et selon le règlement européen (UE) 2016/2281 pour les pompes à chaleur d'une puissance nominale supérieure à 12 kW et utilisant l'air comme fluide caloporteur, en kW ;

t_{TO} le temps pendant lequel la fonction de chauffage est activée mais la pompe à chaleur électrique ne fonctionne pas parce qu'il n'y a pas de demande de chaleur, dérivé du Tableau [38] en fonction du type de pompe à chaleur, en h ;

P_{CCH} la puissance absorbée de la pompe à chaleur électrique au moment où l'appareil est activé afin d'éviter la migration du réfrigérant vers le compresseur, définie comme P_{CK} selon le règlement européen (UE) n° 813/2013 pour les pompes à chaleur utilisant l'eau comme fluide caloporteur, selon le règlement européen (UE) n° 206/2012 pour les pompes à chaleur d'une puissance nominale n'excédant pas 12 kW et utilisant l'air comme fluide caloporteur et selon le règlement européen (UE) 2016/2281 pour les pompes à chaleur d'une puissance nominale supérieure à 12 kW et utilisant l'air comme fluide caloporteur, en kW ;

t_{CCH} le temps pendant lequel la pompe à chaleur électrique est activée afin d'éviter la migration du réfrigérant vers le compresseur, dérive du Tableau [38] en fonction du type de pompe à chaleur, en h ;

- P_{off} la puissance absorbée de la pompe à chaleur électrique en mode « arrêt », déterminée selon le règlement européen (UE) n° 813/2013 pour les pompes à chaleur utilisant l'eau comme fluide caloporteur, selon le règlement européen (UE) n° 206/2012 pour les pompes à chaleur d'une puissance nominale n'excédant pas 12 kW et utilisant l'air comme fluide caloporteur et selon le règlement européen (UE) 2016/2281 pour les pompes à chaleur d'une puissance nominale supérieure à 12 kW et utilisant l'air comme fluide caloporteur, en kW ;
- t_{off} le temps pendant lequel la pompe à chaleur électrique est en mode « arrêt », dérivé du Tableau [38] en fonction du type de pompe à chaleur, en h ;
- P_{SB} la puissance absorbée de la pompe à chaleur électrique en mode « veille », déterminée selon le règlement européen (UE) n° 813/2013 pour les pompes à chaleur utilisant l'eau comme fluide caloporteur, selon le règlement européen (UE) n° 206/2012 pour les pompes à chaleur d'une puissance nominale n'excédant pas 12 kW et utilisant l'air comme fluide caloporteur et selon le règlement européen (UE) 2016/2281 pour les pompes à chaleur d'une puissance nominale supérieure à 12 kW et utilisant l'air comme fluide caloporteur, en kW ;
- t_{SB} le temps pendant lequel la pompe à chaleur électrique est en mode « veille », dérivé du Tableau [38] en fonction du type de pompe à chaleur, en h.

Tableau [38] : Temps d'utilisation t_{on} , t_{TO} , t_{CCH} , t_{off} et t_{SB} , en h, en fonction du type de pompe à chaleur

Type de pompe à chaleur		t_{on} (h)	t_{TO} (h)	t_{CCH} (h)	t_{off} (h)	t_{SB} (h)
Fluide caloporteur	Refroidissement actif (*) ?					
Eau	Non	2066	178	3850	3672	0
	Oui	2066	178	178	0	0
Air	Non	1400	179	3851	3672	0
	Oui	1400	179	179	0	0

(*) Non = pompe à chaleur non utilisée comme machine frigorifique active (en mode réversible) / Oui = pompe à chaleur utilisée comme machine frigorifique active (en mode réversible)

On détermine le coefficient de performance en mode actif, compte tenu de l'influence de l'installation, $SCOP_{inst}$, comme suit :

Eq. 334
$$SCOP_{inst} = f_{\theta,em} \cdot f_{\theta,source} \cdot f_{\Delta\theta} \cdot f_{pumps} \cdot f_{AHU} \cdot f_{dim,gen,heat} \cdot SCOP_{on} \quad (-)$$

où :

$f_{\theta,em}$ un facteur de correction pour la différence entre la température de sortie de la pompe à chaleur dans des conditions de conception et la température de sortie du condenseur à laquelle le $SCOP_{on}$ a été établi, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;

$f_{\theta,source}$ un facteur de correction pour la différence entre la température (conventionnelle) de la source de chaleur et la température d'entrée de l'évaporateur à laquelle le $SCOP_{on}$ a été établi, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;

$f_{\Delta\theta}$ un facteur de correction pour la différence entre, d'une part, la température à travers le condenseur de la pompe à chaleur dans des

conditions de conception et, d'autre part, la température de l'eau à travers le condenseur dans des conditions d'essai selon la norme NBN EN 14511 ou dans les conditions d'essai à laquelle le $SCOP_{on}$ ou le $SGUE_h$ a été établi, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;

f_{pumps} un facteur de correction pour la consommation d'énergie d'une pompe sur le circuit vers l'évaporateur, tel que déterminé au § 10.2.3.3.3, (-) ;

f_{AHU} un facteur de correction pour la différence entre le débit d'air de conception et le débit d'air lors de l'essai selon la norme NBN EN 14511 ou le débit d'air auquel le $SCOP_{on}$ ou le $SGUE_h$ a été déterminé. f_{AHU} n'intervient que dans le cas de pompes à chaleur couplées à l'air de ventilation et est déterminé au § 10.2.3.3.3, (-) ;

$f_{dim,gen,heat}$ un facteur de correction pour prendre en compte le dimensionnement du système de production de chaleur pour le chauffage des locaux ; actuellement, ce facteur est conventionnellement fixé à 1,00, (-) ;

$SCOP_{on}$ le coefficient de performance en mode actif et pour les conditions climatiques moyennes de la pompe à chaleur électrique, tel que déterminé ci-dessous, (-).

Pour les pompes à chaleur électriques utilisant l'air comme fluide caloporteur et à double conduit, le $SCOP_{on}$ est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 335} \quad SCOP_{on} = 0,7 \cdot COP_{nom} \quad (-)$$

où :

COP_{nom} le coefficient de performance nominal de la pompe à chaleur électrique, défini comme COP_{rated} selon le règlement européen (UE) n° 206/2012 en tenant compte de la communication 2012/C 172/01 et de la communication 2014/C 110/01, (-).

Pour les autres pompes à chaleur électriques utilisant l'air comme fluide caloporteur, le $SCOP_{on}$ correspond à :

- si la puissance nominale n'excède pas 12 kW : $SCOP_{on}$ selon le règlement européen (UE) n° 206/2012 en tenant compte de la communication 2012/C 172/01 et de la communication 2014/C 110/01;
- si la puissance nominale est supérieure à 12 kW : $SCOP_{on}$ selon le règlement européen (UE) 2016/2281.

Pour toutes les pompes à chaleur électriques utilisant l'air comme fluide caloporteur, on a :

$$\text{Eq. 336} \quad f_{\theta,em} = 1 \quad (-)$$

Pour les pompes à chaleur utilisant l'eau comme fluide caloporteur, le $SCOP_{on}$ est déterminé sur la base du règlement européen (UE) n° 813/2013 en tenant compte de la communication 2014/C 207/02. Dans le cadre du règlement européen, il est précisé si la pompe à chaleur est une pompe à chaleur basse température. Dans ce cas, le $SCOP_{on}$ est déterminé pour une température de sortie du condenseur de 35 °C. Si la pompe à chaleur n'est pas une pompe à chaleur basse température, le $SCOP_{on}$ doit être déterminé pour une température de sortie du condenseur de 55 °C. À défaut, on suppose que la pompe à chaleur est une pompe à chaleur basse température

et que le $SCOP_{on}$ indiqué a été déterminé pour une température de sortie du condenseur de 35 °C.

Le régime de température pour lequel le $SCOP_{on}$ est indiqué détermine la façon dont le $SCOP_{on}$, le $f_{\theta,em}$ et le $f_{\Delta\theta}$ doivent être déterminés. Les cas suivants peuvent se présenter :

- si la pompe à chaleur est une pompe à chaleur basse température, alors on a :

$$\text{Eq. 337} \quad SCOP_{on} = SCOP_{on,35^{\circ}C} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 432} \quad f_{\theta,em} = 1 + 0,02 \cdot (35 - \theta_{out,LTHP}) \quad (-)$$

$$\text{Eq. 406} \quad f_{\Delta\theta} = 1 + 0,01 \cdot (\Delta\theta_{design} - 5) \quad (-)$$

- si la pompe à chaleur n'est pas une pompe à chaleur basse température, alors on a :

$$\text{Eq. 339} \quad SCOP_{on} = SCOP_{on,55^{\circ}C} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 433} \quad f_{\theta,em} = 1 + 0,02 \cdot (55 - \theta_{out,design}) \quad (-)$$

$$\text{Eq. 407} \quad f_{\Delta\theta} = 1 + 0,01 \cdot (\Delta\theta_{design} - 8) \quad (-)$$

où :

$SCOP_{on,35^{\circ}C}$ le coefficient de performance en mode actif, pour les conditions climatiques moyennes et pour une température de sortie du condenseur de 35 °C de la pompe à chaleur électrique, déterminé selon le règlement européen (UE) n° 813/2013 en tenant compte de la communication 2014/C 207/02, (-) ;

$SCOP_{on,55^{\circ}C}$ le coefficient de performance en mode actif, pour les conditions climatiques moyennes et pour une température de sortie du condenseur de 55 °C de la pompe à chaleur électrique, déterminé selon le règlement européen (UE) n° 813/2013 en tenant compte de la communication 2014/C 207/02, (-) ;

$\theta_{out,design}$ la température de sortie de la pompe à chaleur dans les conditions de conception, déterminée selon le § 10.2.3.3.3, en °C ;

$\theta_{out,LTHP}$ la température de sortie d'une pompe à chaleur basse température dans les conditions de conception, telle que déterminée ci-dessous, en °C ;

$\Delta\theta_{design}$ la différence de température en °C entre l'entrée et la sortie de la pompe à chaleur (compte tenu, le cas échéant, du stockage de chaleur) dans des conditions de conception, déterminée selon le § 10.2.3.3.3, en °C. La valeur par défaut est 0 °C.

La température de sortie d'une pompe à chaleur basse température dans les conditions de conception, $\theta_{out,LTHP}$, est déterminée par :

$$\text{Eq. 434} \quad \theta_{out,LTHP} = \min(\theta_{out,design}; 60^{\circ}C) \quad (^{\circ}C)$$

où :

$\theta_{out,design}$ la température de sortie de la pompe à chaleur dans les conditions de conception, déterminée selon le § 10.2.3.3.3, en °C.

Lors de la détermination du $SCOP_{on}$ selon le règlement européen (UE) n° 813/2013, on indique la source de chaleur pour laquelle le $SCOP_{on}$ a été déterminé : air, eau ou eau glycolée. La source de chaleur lors de la détermination du $SCOP_{on}$ et la source de chaleur dans l'installation réelle déterminent la valeur du $f_{\theta,source}$. Les cas suivants peuvent se présenter :

- pour les pompes à chaleur mises en œuvre avec, comme source de chaleur, le sol ou l'eau, on a :

$$\text{Eq. 343} \quad f_{\theta,source} = 1 + 0,018 \cdot (\theta_{source,design} - \theta_{source,test}) \quad (-)$$

où :

$\theta_{source,design}$ la température de la source de chaleur dans l'installation réelle, en °C, fixée par convention en fonction de la source de chaleur :

- 2 °C si l'eau de surface, les eaux usées provenant des égouts ou l'effluent d'une station d'épuration des eaux d'égout constituent la source de chaleur ;
- 10 °C si l'eau souterraine ou une boucle d'eau constitue la source de chaleur ;
- 0 °C si le sol constitue la source de chaleur (via un échangeur de chaleur) ;
- à déterminer par le ministre pour d'autres sources de chaleur ;

$\theta_{source,test}$ la température de la source de chaleur lors de la détermination du $SCOP_{on}$ ou du $SGUE_h$ selon le règlement européen (UE) n° 813/2013, en °C. Si l'eau constitue la source de chaleur lors de la détermination du $SCOP_{on}$ ou du $SGUE_h$ ou si la source de chaleur est inconnue, cette température est fixée à 10 °C. Si l'eau glycolée constitue la source de chaleur lors de la détermination du $SCOP_{on}$ ou du $SGUE_h$, cette température est fixée à 0 °C.

- pour les pompes à chaleur mises en œuvre avec, comme source de chaleur, l'air extérieur, on a :

$$\text{Eq. 344} \quad f_{\theta,source} = 1 \quad (-)$$

10.2.3.3.3 Rendement de production des pompes à chaleur électriques non basé sur des données issues d'un règlement européen

On détermine le rendement de production pour le chauffage des locaux, $\eta_{\text{gen,heat}}$, pour les pompes à chaleur électriques non couvertes par le § 10.2.3.3.2, comme suit :

$$\text{Eq. 96} \quad \eta_{\text{gen,heat}} = \text{SPF} \quad (-)$$

où :

$$\text{Eq. 345} \quad \text{SPF} = f_{\theta,\text{heat}} \cdot f_{\Delta\theta} \cdot f_{\text{pumps}} \cdot f_{\text{AHU}} \cdot f_{\text{dim,gen,heat}} \cdot \text{COP}_{\text{test}} \quad (-)$$

où :

$f_{\theta,\text{heat}}$ un facteur de correction pour la différence entre la température de sortie de la pompe à chaleur dans des conditions de conception et la température de sortie du condenseur dans l'essai selon la norme NBN EN 14511, dans le cas où l'eau est le fluide caloporteur, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;

$f_{\Delta\theta}$ un facteur de correction pour la différence entre, d'une part, la température à travers le condenseur de la pompe à chaleur dans des conditions de conception et, d'autre part, la température de l'eau à travers le condenseur dans des conditions d'essai selon la norme NBN EN 14511 ou dans les conditions d'essai à laquelle le SCOP_{on} ou le SGUE_h a été établi, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;

f_{pumps} un facteur de correction pour la consommation d'énergie d'une pompe sur le circuit vers l'évaporateur, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;

f_{AHU} un facteur de correction pour la différence entre le débit d'air de conception et le débit d'air lors de l'essai selon la norme NBN EN 14511 ou le débit d'air auquel le SCOP_{on} ou le SGUE_h a été déterminé. f_{AHU} n'intervient que dans le cas de pompes à chaleur couplées à l'air de ventilation et est déterminé ci-dessous, (-) ;

$f_{\text{dim,gen,heat}}$ un facteur de correction pour prendre en compte le dimensionnement du système de production de chaleur pour le chauffage des locaux ; actuellement, ce facteur est conventionnellement fixé à 1,00, (-) ;

COP_{test} le coefficient de performance (coefficient of performance) de la pompe à chaleur, déterminé selon la norme NBN EN 14511 dans les conditions d'essai suivantes (-) :

Tableau [12] : Conditions d'essai pour la détermination du COP_{test}

Source de chaleur	Évacuation de la chaleur	Conditions d'essai
sur la base du tableau 3 de la NBN EN 14511-2		
air extérieur, éventuellement en combinaison avec l'air extrait	air recyclé, éventuellement en combinaison avec l'air extérieur	A2/A20
air extérieur, éventuellement en combinaison avec l'air extrait	air extérieur uniquement, sans utilisation d'un récupérateur de chaleur	A2/A2
air extérieur uniquement	air extérieur uniquement, avec utilisation d'un récupérateur de chaleur	A2/A20
air extrait uniquement, sans utilisation d'un récupérateur de chaleur	air recyclé, éventuellement en combinaison avec l'air extérieur	A20/A20
air extrait uniquement, sans utilisation d'un récupérateur de chaleur	air extérieur uniquement, sans utilisation d'un récupérateur de chaleur	A20/A2
air extrait uniquement, avec utilisation d'un récupérateur de chaleur	air recyclé, éventuellement en combinaison avec l'air extérieur	A2/A20
sur la base du tableau 5 de la NBN EN 14511-2		
sol à l'aide d'un circuit hydraulique intermédiaire	air recyclé, éventuellement en combinaison avec l'air extérieur	B0/A20
sol à l'aide d'un circuit hydraulique intermédiaire	air extérieur uniquement, sans utilisation d'un récupérateur de chaleur	B0/A2
sol à l'aide d'un circuit hydraulique intermédiaire	air extérieur uniquement, avec utilisation d'un récupérateur de chaleur	B0/A20
sol par le biais de l'eau souterraine	air recyclé, éventuellement en combinaison avec l'air extérieur	W10/A20
sol par le biais de l'eau souterraine	air extérieur uniquement, sans utilisation d'un récupérateur de chaleur	W10/A2
sol par le biais de l'eau souterraine	air extérieur uniquement, avec utilisation d'un récupérateur de chaleur	W10/A20
sur la base du tableau 7 de la NBN EN 14511-2		
sol à l'aide d'un circuit hydraulique intermédiaire	eau	B0/W35
sol par le biais de l'eau souterraine	eau	W10/W35

Source de chaleur	Évacuation de la chaleur	Conditions d'essai
sur la base du tableau 12 de la NBN EN 14511-2		
air extérieur, éventuellement en combinaison avec l'air extrait, sans utilisation d'un récupérateur de chaleur	eau	A2/W35
air extrait uniquement, sans utilisation d'un récupérateur de chaleur	eau	A20/W35
<p>où :</p> <p>A air comme vecteur (air). Le nombre qui suit est la température d'entrée de bulbe sec, en °C ;</p> <p>B fluide intermédiaire dont la température de congélation est inférieure à celle de l'eau (brine). Le nombre qui suit est la température d'entrée dans l'évaporateur, en °C ;</p> <p>W eau comme vecteur (water). Le nombre qui suit est la température d'entrée dans l'évaporateur ou la température de sortie au condenseur, en °C.</p>		

NOTE : Certaines conditions d'essai correspondent aux « standard rating conditions » de la NBN EN 14511-2, d'autres correspondent aux « application rating conditions ». La plupart des conditions d'essai pour le chauffage direct de l'air extérieur constituent un ajout : ces combinaisons spécifiques ou conditions de températures n'apparaissent pas telles quelles dans la norme.

Le ministre peut définir des spécifications complémentaires et/ou divergentes pour calculer le COP_{test} et/ou le $\eta_{gen,heat}$.

On détermine le facteur de correction $f_{\theta,heat}$ comme suit :

- Si l'air est utilisé comme fluide caloporteur : $f_{\theta,heat}=1$;
- Si l'eau est utilisée comme fluide caloporteur :

$$\text{Eq. 435} \quad f_{\theta,heat} = 1 + 0,01 \cdot (43 - \theta_{out,design}) \quad (-)$$

$\theta_{out,design}$ la température de sortie de la pompe à chaleur dans des conditions de conception en °C, telle que déterminée ci-dessous.

On détermine la température de sortie de la pompe à chaleur dans des conditions de conception $\theta_{out,design}$ comme suit :

- Dans le cas de pompes à chaleur connectées en série avec un ou plusieurs autres producteurs et dont l'entrée du fluide caloporteur est raccordée au système d'émission mais dont la sortie du fluide caloporteur n'est pas raccordée au système d'émission (ou de stockage) et l'est, en lieu et place, à l'entrée du fluide caloporteur d'un autre producteur, on a :

$$\text{Eq. 436} \quad \theta_{out,design} = \theta_{return,design} + \frac{\sum_{m=1}^{12} f_{heat,m,first} \cdot x_{m,first}}{\sum_{m=1}^{12} x_{m,first}} \cdot (\theta_{supply,design} - \theta_{return,design}) \quad (^\circ\text{C})$$

- Pour tous les autres cas, on a :

$$\text{Eq. 437} \quad \theta_{out,design} = \theta_{supply,design} \quad (^\circ\text{C})$$

où :

$\theta_{\text{return,design}}$	la température de retour de conception du système d'émission de chaleur, en °C ;
$\theta_{\text{supply,design}}$	la température de départ de conception vers le système d'émission de chaleur, en °C. À cet égard, il convient de tenir compte non seulement du système d'émission, mais également du dimensionnement d'un éventuel réservoir tampon (température maximale de stockage) ;
$f_{\text{heat,m,first}}$	la fraction mensuelle de la quantité totale de chaleur fournie par le(s) premier(s) producteur(s) de chaleur connecté(s) ¹² de plusieurs producteurs en série, définie comme $f_{\text{heat,m,pref}}$ au § 10.2.2, le(s) premier(s) producteur(s) de chaleur connectés étant considéré(s) comme producteur(s) préférentiel(s), (-) ;
$x_{\text{m,first}}$	la variable auxiliaire pour déterminer la fraction de la demande de chaleur couverte par le(s) premier(s) producteur(s) de chaleur connecté(s), définie comme x_{m} au § 7.3.1 de l'annexe VI, le(s) premier(s) producteur(s) de chaleur connectés étant considéré(s) comme producteur(s) préférentiel(s) (-).

Il faut faire la somme sur tous les mois de l'année.

La valeur par défaut de la température de retour de conception du système d'émission est de 45 °C pour les systèmes de chauffage de surface (chauffage sol, mur ou plafond) et 70 °C pour tous les autres systèmes d'émission de chaleur. Comme valeur par défaut de la température de départ de conception du système d'émission, on peut utiliser $\theta_{\text{supply,design}} = 55^{\circ}\text{C}$ pour les systèmes de chauffage de surface (chauffage sol, mur et plafond) et $\theta_{\text{supply,design}} = 90^{\circ}\text{C}$ pour tous les autres systèmes d'émission de chaleur. Si les deux types de systèmes d'émission sont présents dans un seul secteur énergétique, il faut considérer le système dont la température de retour de conception et de départ de conception est la plus élevée¹³. Des valeurs plus favorables peuvent être introduites selon des règles préalablement définies par le ministre ou, à défaut, sur la base d'une demande d'équivalence.

On détermine le facteur de correction $f_{\Delta\theta}$ comme suit :

- Si l'air est utilisé comme fluide caloporteur : $f_{\theta,\text{heat}}=1$;
- Si l'eau est utilisée comme fluide caloporteur :

$$\text{Eq. 99} \quad f_{\Delta\theta} = 1 + 0,01 \cdot (\Delta\theta_{\text{design}} - \Delta\theta_{\text{test}}) \quad (-)$$

où :

$\Delta\theta_{\text{design}}$	la différence de température entre l'entrée et la sortie de la pompe à chaleur (compte tenu, le cas échéant, du stockage de chaleur) dans des conditions de conception, telle que déterminée ci-dessous, en °C ;
$\Delta\theta_{\text{test}}$	l'augmentation de température de l'eau à travers le condenseur lors des essais selon le règlement européen (UE) n° 813/2013 si le rendement de production de la pompe à chaleur est déterminé selon le § 10.2.3.3.2 et lors des essais selon la norme NBN EN 14511 si

¹² Il s'agit du producteur dont l'entrée est raccordée au (retour du) système d'émission. Ce n'est pas forcément le producteur préférentiel. Si ce premier producteur en série et le producteur préférentiel sont identiques, $f_{\text{heat,m,first}} = f_{\text{heat,m,pref}}$. Dans le cas contraire, un nouveau calcul de la fraction couverte par le premier producteur doit être effectué.

¹³ Il est toujours permis de subdiviser le secteur énergétique en plusieurs secteurs énergétiques plus petits et de considérer le système d'émission de chaleur applicable pour chaque secteur séparément.

le rendement de production de la pompe à chaleur est déterminé selon le § 10.2.3.3.3, en °C.

On peut utiliser $f_{\Delta\theta} = 0,93$ comme valeur par défaut.

On détermine la différence de température entre l'entrée et la sortie de la pompe à chaleur, $\Delta\theta_{\text{design}}$, comme suit :

$$\text{Eq. 438 } \Delta\theta_{\text{design}} = (\theta_{\text{out,design}} - \theta_{\text{in,design}}) \quad (^\circ\text{C})$$

où :

$\theta_{\text{out,design}}$ la température de sortie de la pompe à chaleur dans des conditions de conception en °C, telle que déterminée ci-dessus ;

$\theta_{\text{in,design}}$ la température d'entrée de la pompe à chaleur dans des conditions de conception, en °C, telle que déterminée au § 10.2.3.2.4.

On détermine le facteur de correction f_{pumps} comme suit :

- s'il n'y a pas de pompe pour l'apport de chaleur à l'évaporateur : $f_{\text{pumps}}=1$ (c.-à-d. utilisation de l'air comme source de chaleur ou évaporation directe dans le sol) ;
- si la puissance électrique de la (ou de l'une des) pompe(s) est inconnue : $f_{\text{pumps}} = 5/6$;
- si la puissance électrique de la (ou de l'une des) pompe(s) (P_{pumps} , en kW) est bien connue et que le rendement de production est déterminé selon le § 10.2.3.3.2 :

$$f_{\text{pumps}} = \frac{1}{1 + \left(\sum_j P_{\text{pumps},j} \right) \cdot \text{SCOP}_{\text{on}} / P_{\text{nom}}} \quad (-)$$

Eq. 346

- si la puissance électrique de la (ou de l'une des) pompe(s) (P_{pumps} , en kW) est bel et bien connue et que le rendement de production est déterminé selon le § 10.2.3.3.3 :

$$f_{\text{pumps}} = \frac{1}{1 + \left(\sum_j P_{\text{pumps},j} \right) / P_{\text{HP}}} \quad (-)$$

Eq. 347

où :

$P_{\text{pumps},j}$ la puissance électrique de la pompe j pour l'apport de chaleur à l'évaporateur, en kW ;

SCOP_{on} le coefficient de performance en mode actif et pour les conditions climatiques moyennes de la pompe à chaleur électrique, tel que déterminé au § 10.2.3.3.2, (-) ;

P_{nom} la puissance thermique nominale de la pompe à chaleur électrique, définie comme P_{rated} selon le règlement européen (UE) n° 813/2013 pour les pompes à chaleur utilisant l'eau comme fluide caloporteur ou comme P_{designh} selon le règlement européen (UE) n° 206/2012 pour les pompes à chaleur utilisant l'air comme fluide caloporteur, en kW ;

P_{HP} la puissance électrique de la pompe à chaleur selon la norme NBN EN 14511 dans les mêmes conditions d'essai que celles auxquelles le COP_{test} a été déterminé.

Il faut faire la somme sur toutes les pompes j qui assurent l'apport de chaleur à l'évaporateur de la pompe à chaleur.

On détermine le facteur de correction f_{AHU} comme suit :

- Si l'air de ventilation extrait est l'unique source de chaleur (sans mélange préalable avec de l'air extérieur) et que l'air de ventilation fourni est l'unique fluide caloporteur (sans recyclage de l'air ambiant) :

$$\text{Eq. 101} \quad f_{AHU} = \frac{0,51 + 0,7 \min(\dot{V}_{supply}; \dot{V}_{extr}) / \dot{V}_{max}}{0,51 + 0,7 \dot{V}_{test} / \dot{V}_{max}} \quad (-)$$

On peut utiliser comme valeur par défaut : $f_{AHU} = 0,51$

- Si l'air de ventilation extrait est l'unique source de chaleur (sans mélange préalable avec de l'air extérieur) et que l'émission de chaleur ne se fait pas uniquement vers l'air de ventilation fourni :

$$\text{Eq. 102} \quad f_{AHU} = \frac{0,75 + 0,35 \dot{V}_{extr} / \dot{V}_{max}}{0,75 + 0,35 \dot{V}_{test} / \dot{V}_{max}} \quad (-)$$

On peut utiliser comme valeur par défaut : $f_{AHU} = 0,75$

- Si l'air de ventilation fourni est l'unique fluide caloporteur (sans recyclage de l'air ambiant) et que l'air de ventilation extrait n'est pas l'unique source de chaleur :

$$\text{Eq. 103} \quad f_{AHU} = \frac{0,75 + 0,35 \dot{V}_{supply} / \dot{V}_{max}}{0,75 + 0,35 \dot{V}_{test} / \dot{V}_{max}} \quad (-)$$

On peut utiliser comme valeur par défaut : $f_{AHU} = 0,75$

- Dans tous les autres cas : $f_{AHU}=1$;

où :

\dot{V}_{max} le débit d'air maximal dans l'installation en m^3/h , tel qu'indiqué par le fabricant. Si le fabricant indique une plage de débits, on prend alors la valeur la plus grande ;

\dot{V}_{test} le débit d'air dans l'installation en m^3/h lors de l'essai selon la norme NBN EN 14511 ;

\dot{V}_{extr} Le débit d'évacuation de conception dans l'installation, en m^3/h ;

\dot{V}_{supply} Le débit d'alimentation de conception dans l'installation, en m^3/h .

10.2.3.4 Rendement de production des pompes à chaleur à gaz

10.2.3.4.1 Principe

Les pompes à chaleur à gaz peuvent fonctionner selon deux principes :

- pompes à chaleur à moteur à gaz ;
- pompes à chaleur gaz à sorption.

À l'instar des pompes à chaleur électriques, les pompes à chaleur à gaz peuvent tirer leur chaleur de différentes sources de chaleur :

- sol via un fluide caloporteur : la pompe à chaleur pompe un fluide caloporteur (généralement, une solution antigel, p. ex., un mélange eau-glycol) à travers un échangeur de chaleur enterré vertical ou horizontal. La chaleur prélevée dans le sol par ce fluide est cédée à l'évaporateur ;
- sol par évaporation directe : l'évaporateur dans le sol prélève par conduction la chaleur sensible (et éventuellement la chaleur latente, par congélation) directement dans le sol sans l'intervention d'un fluide de transport intermédiaire ;
- eau souterraine, eau de surface ou similaire : l'eau est pompée, cède sa chaleur à l'évaporateur et est réinjectée dans son milieu d'origine ;
- air extérieur : l'air extérieur est amené jusqu'à l'évaporateur à l'aide d'un ventilateur et y cède sa chaleur ;
- air rejeté : l'air rejeté du système de ventilation est amené à l'évaporateur et y cède sa chaleur ;
- autres.

Les pompes à chaleur à gaz peuvent délivrer leur chaleur à l'eau, à l'air ou à la structure du bâtiment (des condenseurs sont intégrés dans la structure du bâtiment - principalement les planchers et, éventuellement, d'autres parois telles que les murs ou plafonds - à laquelle ils délivrent la chaleur directement (sans l'intervention d'un fluide de transport intermédiaire tel que l'air ou l'eau)).

Le rendement de production des pompes à chaleur gaz à sorption mises sur le marché à partir du 26/09/2015, d'une puissance nominale n'excédant pas 400 kW et utilisant :

- soit le sol via un fluide caloporteur comme source de chaleur et l'eau comme fluide caloporteur,
 - soit l'eau comme source de chaleur et l'eau comme fluide caloporteur,
 - soit l'air extérieur comme source de chaleur et l'eau comme fluide caloporteur,
- est déterminé selon le § 10.2.3.4.2.

Le rendement de production de pompes à chaleur à moteur à gaz est déterminé selon le § 10.2.3.4.3.

Le rendement de production d'autres pompes à chaleur à gaz est déterminé selon des règles préalablement définies par le ministre ou, à défaut, sur la base d'une demande d'équivalence.

La valeur par défaut de $\eta_{\text{gen,heat}}$ pour des pompes à chaleur à gaz utilisant l'air comme source de chaleur et comme fluide caloporteur est fixée à 0,5. Pour tous les autres types de pompes à chaleur à gaz, la valeur par défaut de $\eta_{\text{gen,heat}}$ est égale à 0,8.

10.2.3.4.2 Rendement de production des pompes à chaleur gaz à sorption sur la base des données issues du règlement européen (UE) n° 813/2013

On détermine le rendement de production pour le chauffage des locaux d'une pompe à chaleur gaz à sorption qui remplit les conditions suivantes du § 10.2.3.4.1 comme suit :

$$\eta_{\text{gen,heat}} = \frac{P_{\text{nom,gasHP}}}{\left(\left(\frac{f_{p,\text{nat.gas}}}{\text{SGUE}_{\text{inst}}} + \frac{f_{p,\text{elec}}}{\text{SAEF}_{\text{heat}}} \right) \cdot P_{\text{nom,gasHP}} + f_{p,\text{elec}} \cdot \left(\sum_j P_{\text{pumps,gasHP},j} \right) \right)} \quad (-)$$

Eq. 348

où :

$P_{\text{nom,gasHP}}$	la puissance thermique nominale de la pompe à chaleur gaz à sorption, définie comme P_{rated} selon le règlement européen (UE) n° 813/2013, en kW ;
$f_{p,\text{nat.gas}}$	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire du gaz naturel, tel qu'établi dans le texte principal du présent arrêté, (-) ;
$\text{SGUE}_{\text{inst}}$	le rendement saisonnier en mode chauffage de la pompe à chaleur gaz à sorption, compte tenu de l'influence de l'installation, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$f_{p,\text{elec}}$	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire pour l'électricité, tel qu'établi dans le texte principal du présent arrêté, (-) ;
$\text{SAEF}_{\text{heat}}$	le facteur énergétique saisonnier des auxiliaires en mode chauffage, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$P_{\text{pumps,gasHP},j}$	la puissance électrique de la pompe j pour l'apport de chaleur à l'évaporateur, en kW.

Il faut faire la somme sur toutes les pompes j qui assurent l'apport de chaleur à l'évaporateur de la pompe à chaleur gaz à sorption. La somme est égale à zéro s'il n'y a pas de pompe pour l'apport de chaleur à l'évaporateur. Si la puissance de la (ou de l'une des) pompe(s) pour l'apport de chaleur à l'évaporateur est inconnue, la somme des puissances est déterminée comme suit :

$$\sum_j P_{\text{pumps,gasHP},j} = \frac{1}{5} \cdot \left(\frac{f_{p,\text{nat.gas}}}{\text{SGUE}_{\text{inst}}} + \frac{f_{p,\text{elec}}}{\text{SAEF}_{\text{heat}}} \right) \cdot \frac{P_{\text{nom,gasHP}}}{f_{p,\text{elec}}} \quad (\text{kW})$$

Eq. 349

où :

$f_{p,\text{nat.gas}}$	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire du gaz naturel, tel qu'établi dans le texte principal du présent arrêté, (-) ;
$\text{SGUE}_{\text{inst}}$	le rendement saisonnier en mode chauffage de la pompe à chaleur gaz à sorption, compte tenu de l'influence de l'installation, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$f_{p,\text{elec}}$	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire pour l'électricité, tel qu'établi dans le texte principal du présent arrêté, (-) ;
$\text{SAEF}_{\text{heat}}$	le facteur énergétique saisonnier des auxiliaires en mode chauffage, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$P_{\text{nom,gasHP}}$	la puissance thermique nominale de la pompe à chaleur gaz à sorption, définie comme P_{rated} selon le règlement européen (UE) n° 813/2013, en kW.

On détermine le rendement saisonnier en mode chauffage de la pompe à chaleur gaz à sorption, compte tenu de l'influence de l'installation, $SGUE_{inst}$, comme suit :

$$\text{Eq. 350} \quad SGUE_{inst} = f_{\theta,em,gasHP} \cdot f_{\theta,source,gasHP} \cdot f_{\Delta\theta} \cdot f_{AHU} \cdot f_{dim,gen,heat} \cdot SGUE_{heat} \quad (-)$$

où :

$f_{\theta,em,gasHP}$	un facteur de correction pour la différence entre la température de départ de conception vers le système d'émission de chaleur (ou, le cas échéant, de stockage de chaleur) et la température de sortie du condenseur à laquelle le $SGUE_h$ a été établi, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$f_{\theta,source,gasHP}$	un facteur de correction pour la différence entre la température (conventionnelle) de la source de chaleur et la température d'entrée de l'évaporateur à laquelle le $SGUE_h$ a été établi, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$f_{\Delta\theta}$	un facteur de correction pour la différence entre les variations de température, d'une part, du système d'émission de chaleur dans des conditions de conception (ou, le cas échéant, de stockage de chaleur) et, d'autre part, de l'eau à travers le condenseur dans les conditions d'essai selon la norme NBN EN 14511 ou dans les conditions d'essai auxquelles le $SCOP_{on}$ ou le $SGUE_h$ a été établi, dans le cas où l'eau est le fluide caloporteur, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
f_{AHU}	un facteur de correction pour la différence entre le débit d'air de conception et le débit d'air lors de l'essai selon la norme NBN EN 14511 ou le débit d'air auquel le $SCOP_{on}$ ou le $SGUE_h$ a été déterminé. f_{AHU} n'intervient que dans le cas de pompes à chaleur couplées à l'air de ventilation et est déterminé au § 10.2.3.3.3, (-) ;
$f_{dim,gen,heat}$	un facteur de correction pour prendre en compte le dimensionnement du système de production de chaleur pour le chauffage des locaux ; actuellement, ce facteur est conventionnellement fixé à 1,00, (-) ;
$SGUE_{heat}$	le rendement saisonnier en mode chauffage de la pompe à chaleur gaz à sorption, tel que déterminé ci-dessous, (-).

Le $SGUE_{heat}$ est déterminé sur la base du $SGUE_h$ tel qu'établi dans le règlement européen (UE) n° 813/2013 en tenant compte de la communication 2014/C 207/02. Dans le cadre du règlement européen, il est précisé si la pompe à chaleur est une pompe à chaleur basse température. Dans ce cas, le $SGUE_h$ est déterminé pour une température de sortie du condenseur de 35 °C. Si la pompe à chaleur n'est pas une pompe à chaleur basse température, le $SGUE_h$ doit être déterminé pour une température de sortie du condenseur de 55 °C. À défaut, on suppose que la pompe à chaleur est une pompe à chaleur basse température et que le $SGUE_h$ indiqué a été déterminé pour une température de sortie du condenseur de 35 °C.

Le régime de température pour lequel le $SGUE_h$ est indiqué selon le règlement européen détermine la façon dont le $SGUE_{heat}$, le $f_{\theta,em,gasHP}$ et le $f_{\Delta\theta}$ doivent être déterminés. Les cas suivants peuvent se présenter :

- si la pompe à chaleur est une pompe à chaleur basse température, alors on a :

$$\text{Eq. 351} \quad SGUE_{heat} = SGUE_{heat,35^\circ C} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 439} \quad f_{\theta,em,gasHP} = 1 + 0,01 \cdot (35 - \theta_{out,design}) \quad (-)$$

$$\text{Eq. 409 } f_{\Delta\theta} = 1 + 0,01 \cdot (\Delta\theta_{\text{design}} - 5) \quad (-)$$

- si la pompe à chaleur n'est pas une pompe à chaleur basse température, alors on a :

$$\text{Eq. 353 } SGUE_{\text{heat}} = SGUE_{\text{heat},55^{\circ}\text{C}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 440 } f_{\theta,\text{em,gasHP}} = 1 + 0,01 \cdot (55 - \theta_{\text{out,design}}) \quad (-)$$

$$\text{Eq. 410 } f_{\Delta\theta} = 1 + 0,01 \cdot (\Delta\theta_{\text{design}} - 8) \quad (-)$$

où :

$SGUE_{\text{heat},35^{\circ}\text{C}}$ le rendement saisonnier en mode chauffage de la pompe à chaleur gaz à sorption, pour les conditions climatiques moyennes et pour une température de sortie du condenseur de 35 °C, défini comme $SGUE_h$ selon le règlement européen (UE) n° 813/2013 en tenant compte de la communication 2014/C 207/02, (-) ;

$SGUE_{\text{heat},55^{\circ}\text{C}}$ le rendement saisonnier en mode chauffage de la pompe à chaleur gaz à sorption, pour les conditions climatiques moyennes et pour une température de sortie du condenseur de 55 °C, défini comme $SGUE_h$ selon le règlement européen (UE) n° 813/2013 en tenant compte de la communication 2014/C 207/02, (-) ;

$\theta_{\text{out,design}}$ la température de sortie de la pompe à chaleur dans les conditions de conception, déterminée selon le § 10.2.3.3.3, en °C ;

$\Delta\theta_{\text{design}}$ la différence de température entre l'entrée et la sortie de la pompe à chaleur (compte tenu, le cas échéant, du stockage de chaleur) dans des conditions de conception, déterminée selon le § 10.2.3.3.3, en °C. La valeur par défaut est 0 °C.

Lors de la détermination du $SGUE_h$ selon le règlement européen (UE) n° 813/2013, on indique la source de chaleur pour laquelle le $SGUE_h$ a été déterminé : air, eau ou eau glycolée. La source de chaleur lors de la détermination du $SGUE_h$ et la source de chaleur dans l'installation réelle déterminent la valeur du $f_{\theta,\text{source,gasHP}}$. Les cas suivants peuvent se présenter :

- pour les pompes à chaleur gaz à sorption mises en œuvre avec, comme source de chaleur, le sol ou l'eau, on a :

$$\text{Eq. 357 } f_{\theta,\text{source,gasHP}} = 1 + 0,015 \cdot (\theta_{\text{source,design}} - \theta_{\text{source,test}}) \quad (-)$$

où :

$\theta_{\text{source,design}}$ la température de la source de chaleur dans l'installation réelle, en °C, fixée par convention en fonction de la source de chaleur :

- 2 °C si l'eau de surface, les eaux usées provenant des égouts ou l'effluent d'une station d'épuration des eaux d'égout constituent la source de chaleur ;

- 10 °C si l'eau souterraine ou une boucle d'eau constitue la source de chaleur ;

- 0 °C si le sol constitue la source de chaleur (via un échangeur de chaleur) ;

- à déterminer par le ministre pour d'autres sources de chaleur ;

$\theta_{\text{source,test}}$ la température de la source de chaleur lors de la détermination du $SCOP_{\text{on}}$ ou du $SGUE_h$ selon le règlement européen (UE) n° 813/2013, en

°C. Si l'eau constitue la source de chaleur lors de la détermination du $SCOP_{on}$ ou du $SGUE_h$ ou si la source de chaleur est inconnue, cette température est fixée à 10 °C. Si l'eau glycolée constitue la source de chaleur lors de la détermination du $SCOP_{on}$ ou du $SGUE_h$, cette température est fixée à 0 °C.

- pour les pompes à chaleur gaz à sorption mises en œuvre avec, comme source de chaleur, l'air extérieur, on a :

$$\text{Eq. 358} \quad f_{\theta, \text{source, gasHP}} = 1 \quad (-)$$

On détermine le facteur énergétique saisonnier des auxiliaires en mode chauffage de la pompe à chaleur gaz à sorption, $SAEF_{\text{heat}}$, comme suit :

$$\text{Eq. 411} \quad SAEF_{\text{heat}} = \frac{CC \cdot (\eta_s + 0,025 + a_{\text{pumps}}) \cdot SGUE_{\text{heat}}}{SGUE_{\text{heat}} - (\eta_s + 0,025 + a_{\text{pumps}})} \quad (-)$$

où :

CC le coefficient de conversion [pour l'électricité], tel que fixé dans les règlements précités, (-) ;

η_s l'efficacité énergétique saisonnière pour le chauffage des locaux de la pompe à chaleur gaz à sorption, déterminée selon le règlement européen (UE) n° 813/2013 en tenant compte de la communication 2014/C 207/02, (-) ;

a_{pumps} un facteur de correction qui, lors de la détermination du rendement selon le règlement européen (UE) n° 813/2013, tient compte de manière forfaitaire de l'impact de la consommation d'énergie de pompes externes, fixé à 0,00 pour les pompes à chaleur gaz à sorption utilisant l'air comme source de chaleur et fixé à 0,05 pour toutes les autres pompes à chaleur gaz à sorption, (-) ;

$SGUE_{\text{heat}}$ le rendement saisonnier en phase de chauffage de la pompe à chaleur gaz à sorption, tel que déterminé ci-dessous, (-).

10.2.3.4.3 Rendement de production des pompes à chaleur à moteur à gaz

On détermine le rendement de production pour le chauffage des locaux des pompes à chaleur à moteur à gaz, indépendamment de la source de chaleur ou de l'application, comme suit :

$$\text{Eq. 360} \quad \eta_{\text{gen, heat}} = 1,20 \quad (-)$$

Le ministre peut définir des spécifications complémentaires et/ou divergentes pour calculer le $\eta_{\text{gen, heat}}$.

10.3 Consommation finale mensuelle d'énergie pour l'eau chaude sanitaire

10.3.1 Principe

L'énergie nécessaire à la production d'eau chaude sanitaire peut être fournie par un seul appareil de production ou par une combinaison de producteurs connectés en parallèle ou en série. On peut éventuellement utiliser différents producteurs (ou une combinaison de producteurs) pour les différents points de puisage de la salle de bains et de la cuisine. En raison de la situation où plusieurs producteurs sont présents, on introduit, par analogie avec le chauffage des locaux, le formalisme d'un producteur préférentiel et d'un ou de plusieurs producteur(s) connecté(s) non préférentiel(s). Dans le cas (le plus courant) où il n'y a qu'un seul producteur, cela correspond à une part préférentielle de 100 %. Les expressions ci-dessous donnent alors comme résultat une consommation nulle pour le(s) producteur(s) non préférentiel(s).

Ce principe est également valable pour des pompes à chaleur hybrides (combinaison d'une pompe à chaleur et d'une chaudière) ou des pompes à chaleur avec chauffage électrique par résistance incorporé. Dans ces deux cas, les deux producteurs sont considérés comme des appareils connectés en parallèle.

Exception : si le rendement de production d'une pompe à chaleur électrique avec chauffage électrique par résistance incorporé est déterminé selon le § 10.3.3.4.1 et que la résistance électrique a été activée lors de l'essai selon le règlement européen correspondant, l'appareil est alors tout de même considéré comme un seul producteur. Si le rendement de production d'une pompe à chaleur électrique avec chauffage électrique par résistance incorporé est déterminé selon le § 10.3.3.4.1 et que la résistance électrique n'a pas été activée lors de l'essai selon le règlement européen correspondant, cette exception ne s'applique pas et le rendement de production de la résistance électrique est déterminé selon le § 10.3.3.4.2 par application du formalisme préférentiel/non préférentiel.

10.3.2 Règle de calcul

La consommation finale d'énergie pour l'eau chaude sanitaire est donnée par mois par :

- pour le(s) producteurs(s) de chaleur connecté(s) préférentiel(s) :

$$\text{Eq. 104} \quad Q_{\text{water,bath } i,\text{final,m,pref}} = \frac{f_{\text{water,bath } i,\text{m,pref}} \cdot (1 - f_{\text{as,water,bath } i,\text{m}}) \cdot Q_{\text{water,bath } i,\text{gross,m}}}{\eta_{\text{gen,water,bath } i,\text{m,pref}} \cdot \eta_{\text{stor,water,bath } i,\text{m,pref}}} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 106} \quad Q_{\text{water,sink } i,\text{final,m,pref}} = \frac{f_{\text{water,sink } i,\text{m,pref}} \cdot (1 - f_{\text{as,water,sink } i,\text{m}}) \cdot Q_{\text{water,sink } i,\text{gross,m}}}{\eta_{\text{gen,water,sink } i,\text{m,pref}} \cdot \eta_{\text{stor,water,sink } i,\text{m,pref}}} \quad (\text{MJ})$$

- pour le(s) producteurs(s) de chaleur connecté(s) non préférentiel(s) k :

$$\text{Eq. 361} \quad Q_{\text{water,bath } i,\text{final,m,npref } k} = \frac{f_{\text{water,bath } i,\text{m,npref } k} \cdot (1 - f_{\text{as,water,bath } i,\text{m}}) \cdot Q_{\text{water,bath } i,\text{gross,m}}}{\eta_{\text{gen,water,bath } i,\text{m,npref } k} \cdot \eta_{\text{stor,water,bath } i,\text{m,npref } k}} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 362} \quad Q_{\text{water,sink } i,\text{final,m,npref } k} = \frac{f_{\text{water,sink } i,\text{m,npref } k} \cdot (1 - f_{\text{as,water,sink } i,\text{m}}) \cdot Q_{\text{water,sink } i,\text{gross,m}}}{\eta_{\text{gen,water,sink } i,\text{m,npref } k} \cdot \eta_{\text{stor,water,sink } i,\text{m,npref } k}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$f_{\text{water,m,pref}}$ la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteur(s) de chaleur connecté(s) préférentiel(s) pour la préparation d'eau chaude sanitaire, avec l'indice « bath i » ou « sink i » selon le cas (-) :

- en présence d'un seul appareil, on a : $f_{\text{water,m,pref}} = 1$;
- en présence de plusieurs producteurs de chaleur et si ces appareils assurent également le chauffage des locaux, on a : $f_{\text{water,m,pref}} = f_{\text{heat,m,pref}}$;
- en présence de plusieurs producteurs de chaleur et si ces appareils assurent uniquement la préparation d'eau chaude sanitaire, on dérive alors la valeur de $f_{\text{water,m,pref}}$ du Tableau [36] ;

$f_{\text{water,m,npref k}}$ la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteur(s) de chaleur connecté(s) non préférentiel(s) k pour la préparation d'eau chaude sanitaire, avec l'indice « bath i » ou « sink i » selon le cas (-) :

- en présence d'un seul appareil non préférentiel, on a :

Eq. 302 $f_{\text{water,m,npref k}} = 1 - f_{\text{water,m,pref}}$ (-)

- en présence de plusieurs producteurs de chaleur non préférentiels et si ces appareils assurent également le chauffage des locaux, la valeur de $f_{\text{water,m,npref k}}$ telle que déterminée au § 10.2.2 s'applique ;

- en présence de plusieurs producteurs de chaleur non préférentiels et si ces appareils assurent uniquement la préparation d'eau chaude sanitaire, on détermine alors la valeur de $f_{\text{water,m,npref k}}$ comme indiqué ci-dessous ;

$f_{\text{as,m}}$ la part des besoins de chaleur totaux qui est couverte par le système d'énergie solaire thermique, déterminée selon le § 10.4. Avec les indices « water,bath i » et « water,sink i » pour la préparation d'eau chaude sanitaire d'une douche ou baignoire i et d'un évier de cuisine i respectivement, (-) ;

$Q_{\text{water,bath i,gross,m}}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou baignoire i, déterminés selon le § 9.3.1, en MJ ;

$Q_{\text{water,sink i,gross,m}}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine i, déterminés selon le § 9.3.1, en MJ ;

$\eta_{\text{gen,water,bath i,m,pref}}$ le rendement de production mensuel du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou baignoire i, déterminé selon le § 10.3.3, (-) ;

$\eta_{\text{gen,water,bath i,m,npref k}}$ le rendement de production mensuel du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou baignoire i, déterminé selon le § 10.3.3, (-) ;

$\eta_{\text{gen,water,sink i,m,pref}}$ le rendement de production mensuel du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine i, déterminé selon le § 10.3.3, (-) ;

$\eta_{\text{gen,water,sink i,m,npref k}}$ le rendement de production mensuel du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine i, déterminé selon le § 10.3.3, (-) ;

$\eta_{stor,water,bath\ i,m,pref}$ et $\eta_{stor,water,bath\ i,m,npref\ k}$ le rendement de stockage mensuel du ballon d'eau chaude pour une douche ou baignoire i , qui est raccordé, en fonction de l'indice « pref » ou « npref k » utilisé, au(x) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) ou non préférentiel(s) k respectivement, déterminé selon le § 10.3.3, (-) ;

$\eta_{stor,water,sink\ i,m,pref}$ et $\eta_{stor,water,sink\ i,m,npref\ k}$ le rendement de stockage mensuel du ballon d'eau chaude pour un évier de cuisine i , qui est raccordé, en fonction de l'indice « pref » ou « npref k » utilisé, au(x) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) ou non préférentiel(s) k respectivement, déterminé selon le § 10.3.3, (-).

Dans le cas (le plus courant) où le ballon d'eau chaude est raccordé au(x) producteur(s) tant préférentiel(s) que non préférentiel(s) k , on a, avec l'indice « bath i » ou « sink i » selon le cas :

$$\text{Eq. 255 } \eta_{stor,water,m,pref} = \eta_{stor,water,m,npref\ k} \quad (-)$$

Les valeurs de $f_{water,m,pref}$ au Tableau [36] sont toujours exprimées en fonction de la variable auxiliaire x_m . On détermine cette variable auxiliaire x_m selon le § 7.3.1 de l'annexe VI au présent arrêté.

Tableau [36] : Fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteurs(s) de chaleur connecté(s) préférentiel(s) pour l'eau chaude sanitaire, $f_{water,m,pref}$

Variable auxiliaire x_m	Fraction mensuelle
$x_m = 0$	1,00
$x_m = 0,05$	1,00
$x_m = 0,15$	0,99
$x_m = 0,25$	0,98
$x_m = 0,35$	0,96
$x_m = 0,45$	0,93
$x_m = 0,55$	0,93
$x_m = 0,65$	0,90
$x_m = 0,75$	0,69
$x_m = 0,85$	0,56
$x_m = 0,95$	0,51
$x_m = 1,0$	0,48
$1,0 < x_m$	$0,4765x_m^{-0.998}$

En présence de plusieurs appareils de production de chaleur non préférentiels dont les rendements de production sont différents selon le § 10.2.3 (et/ou utilisant différents vecteurs énergétiques) qui assurent uniquement la préparation d'eau chaude sanitaire, les fractions mensuelles pour la préparation d'eau chaude sanitaire du (des) producteur(s) non préférentiel(s) k est déterminée selon :

$$\text{Eq. 303 } f_{water,m,npref,k} = (1 - f_{water,m,pref}) \cdot \frac{P_{gen,water,npref,k}}{\sum_k P_{gen,water,npref,k}} \quad (-)$$

où :

$f_{\text{water,m,npref } k}$	la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k pour la préparation d'eau chaude sanitaire, (-) ;
$f_{\text{water,m,pref}}$	la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteurs(s) de chaleur préférentiel(s) pour la préparation d'eau chaude sanitaire, (-) ;
$P_{\text{gen,water,npref } k}$	la puissance nominale totale du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k pour la préparation d'eau chaude sanitaire, en kW.

On fait la somme sur tous les producteurs de chaleur non préférentiels k .

NOTE 1 Pour les chaudières, la puissance nominale est celle visée dans la directive européenne Chaudières.

NOTE 2 La puissance thermique de pompes à chaleur est déterminée selon la norme NBN EN 14511, dans les conditions d'essai définies au § 10.2.3.3.

NOTE 3 La puissance thermique d'une installation de cogénération sur site est déterminée conformément à la méthode pour les appareils au gaz.

La consommation finale d'énergie pour l'eau chaude sanitaire de points de puisage desservis par un « combilus » est déterminée selon des spécifications définies par le ministre.

10.3.3 Rendements de production et de stockage pour l'eau chaude sanitaire

10.3.3.1 Principe

Les rendements de production et de stockage pour l'eau chaude sanitaire sont déterminés, si possible, sur la base de données relatives aux produits établies de manière harmonisée au sein de l'Union européenne.

C'est pourquoi le présent texte fait référence à deux directives européennes :

- la directive 2009/125/CE du 21 octobre 2009, dite « directive sur l'écoconception », établissant un cadre pour la fixation d'exigences en matière d'écoconception applicables aux produits liés à l'énergie ;
 - la directive 2010/30/UE 19 mai 2010 concernant l'indication, par voie d'étiquetage et d'informations uniformes relatives aux produits, de la consommation en énergie et en autres ressources des produits liés à l'énergie ;
- et, plus particulièrement, aux règlements (délégés) qui complètent ces directives :
- le règlement délégué (UE) n° 811/2013 de la Commission du 18 février 2013 complétant la directive 2010/30/UE du Parlement européen et du Conseil en ce qui concerne l'étiquetage énergétique des dispositifs de chauffage des locaux, des dispositifs de chauffage mixtes, des produits combinés constitués d'un dispositif de chauffage des locaux, d'un régulateur de température et d'un dispositif solaire et des produits combinés constitués d'un dispositif de chauffage mixte, d'un régulateur de température et d'un dispositif solaire ;
 - le règlement délégué (UE) n° 812/2013 de la Commission du 18 février 2013 complétant la directive 2010/30/UE du Parlement européen et du Conseil en ce qui concerne l'étiquetage énergétique des chauffe-eau, des ballons d'eau chaude et des produits combinés constitués d'un chauffe-eau et d'un dispositif solaire ;
 - le règlement (UE) n° 813/2013 de la Commission du 2 août 2013 portant application de la directive 2009/125/CE du Parlement européen et du Conseil

en ce qui concerne les exigences d'écoconception applicables aux dispositifs de chauffage des locaux et aux dispositifs de chauffage mixtes ;

- le règlement (UE) n° 814/2013 de la Commission du 2 août 2013 portant application de la directive 2009/125/CE du Parlement européen et du Conseil en ce qui concerne les exigences d'écoconception applicables aux chauffe-eau et aux ballons d'eau chaude.

L'éventuelle consommation d'énergie auxiliaire électrique pour l'eau chaude sanitaire est comprise dans le rendement de production.

10.3.3.2 Classement des systèmes de production de chaleur pour l'eau chaude sanitaire

Les systèmes de production de chaleur pour l'eau chaude sanitaire peuvent être classés en plusieurs catégories :

- les systèmes soumis au règlement délégué (UE) n° 811/2013, c.-à-d., sauf exceptions prévues dans le règlement, tous les systèmes de production de chaleur pour le chauffage et pour l'eau chaude sanitaire d'une puissance nominale n'excédant pas 70 kW ;
- les systèmes soumis au règlement (UE) n° 813/2013, c.-à-d., sauf exceptions prévues dans le règlement, tous les systèmes de production de chaleur pour le chauffage et pour l'eau chaude sanitaire d'une puissance nominale n'excédant pas 400 kW ;
- les systèmes soumis au règlement délégué (UE) n° 812/2013, c.-à-d., sauf exceptions prévues dans le règlement, tous les systèmes de production de chaleur pour l'eau chaude sanitaire uniquement d'une puissance nominale n'excédant pas 70 kW et d'un volume de stockage éventuel n'excédant pas 500 litres ;
- les systèmes soumis au règlement (UE) n° 814/2013, c.-à-d., sauf exceptions prévues dans le règlement, tous les systèmes de production de chaleur pour l'eau chaude sanitaire uniquement d'une puissance nominale n'excédant pas 400 kW et d'un volume de stockage éventuel n'excédant pas 2000 litres ;
- les systèmes non soumis à l'un des règlements précités. Parmi ceux-ci, on retrouve par exemple, les producteurs de chaleur spécifiquement conçus pour utiliser des combustibles gazeux ou liquides issus de la biomasse ou des combustibles solides (p. ex., pellets, charbon) ou la cogénération d'une puissance électrique supérieure ou égale à 50 kW.

10.3.3.3 Données requises pour le calcul des rendements de production et de stockage pour l'eau chaude sanitaire

Les termes figurant en italique et soulignés sont définis dans le règlement correspondant (seule la première occurrence du terme est mise en italique et soulignée).

Les conditions climatiques considérées sont les conditions climatiques moyennes, telles que définies dans les règlements correspondants.

10.3.3.3.1 *Systemes soumis au règlement délégué (UE) n° 811/2013 ou au règlement délégué (UE) n° 812/2013*

Pour les systèmes soumis au règlement délégué (UE) n° 811/2013 ou au règlement délégué (UE) n° 812/2013, les données d'entrée nécessaires à la détermination du rendement de production et du rendement de stockage, sont telles que définies dans le règlement délégué (UE) n° 811/2013 et le règlement délégué (UE) n° 812/2013 :

- l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau η_{wh} , en %, ou, à défaut, la classe d'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau ;
- le profil de soutirage déclaré ;
- le cas échéant : les pertes statiques [d'un ballon d'eau chaude] S, en W.

Ces données peuvent provenir de l'une des sources suivantes :

- une étiquette telle que définie à l'annexe III du règlement correspondant ;
- une fiche de produit conforme à l'annexe IV du règlement correspondant ;
- une documentation technique conforme à l'annexe V du règlement correspondant ;
- des « informations à fournir » dans les cas prévus à l'annexe VI du règlement correspondant.

Pour un chauffe-eau solaire, l'efficacité énergétique (ou, le cas échéant, la classe d'efficacité énergétique) est l'efficacité énergétique, pour le chauffage de l'eau, du générateur de chaleur $\eta_{wh, nonsol}$, telle que définie à l'annexe VIII du règlement correspondant. Les performances des capteurs solaires sont alors comptabilisées selon le § 10.4. Si $\eta_{wh, nonsol}$ n'est pas disponible, le dispositif solaire est comptabilisé selon le § 10.3.3.3.3 et le § 10.3.3.4.2, même s'il est soumis à l'un des règlements précités.

Pour les produits combinés constitués d'un chauffe-eau et d'un dispositif solaire, seule l'efficacité énergétique (ou, le cas échéant, la classe d'efficacité énergétique) du chauffe-eau est considérée, sans tenir compte du dispositif solaire. Les performances des capteurs solaires sont alors comptabilisées selon le § 10.4.

Si l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau η_{wh} n'est pas connue, mais que la classe d'efficacité énergétique est connue, on peut appliquer comme valeur de η_{wh} l'efficacité énergétique minimale de la classe d'efficacité énergétique pour le profil de soutirage déclaré correspondant, telle qu'établie dans le règlement délégué (UE) n° 811/2013 et le règlement délégué (UE) n° 812/2013 et reprise au Tableau [30].

Tableau [30] : Efficacité énergétique minimale η_{wh} , en %, des classes d'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau, selon les profils de soutirage déclarés, conformément au règlement délégué (UE) n° 811/2013 et au règlement délégué (UE) n° 812/2013

		Profil de soutirage déclaré							
		3XS	XXS	XS	S	M	L	XL	XXL
Classe d'efficacité énergétique	A+++	62	62	69	90	163	188	200	213
	A++	53	53	61	72	130	150	160	170
	A+	44	44	53	55	100	115	123	131
	A	35	35	38	38	65	75	80	85
	B	32	32	35	35	45	50	55	60
	C	29	29	32	32	36	37	38	40
	D	26	26	29	29	33	34	35	36
	E	22	23	26	26	30	30	30	32
	F	19	20	23	23	27	27	27	28

NOTE 1 En vertu du règlement (UE) n° 813/2013 et du règlement (UE) n° 814/2013, la mise sur le marché de chauffe-eau dont l'efficacité énergétique est inférieure à l'efficacité énergétique minimale suivant la classe d'efficacité énergétique E n'est plus autorisée depuis le 26 septembre 2015 (sauf exceptions définies dans le règlement (UE) n° 814/2013).

NOTE 2 Le règlement délégué (UE) n° 811/2013 et le règlement délégué (UE) n° 812/2013 établissent une classe d'efficacité énergétique G supplémentaire pour les systèmes dont l'efficacité énergétique est inférieure à l'efficacité énergétique minimale suivant la classe d'efficacité énergétique F. Vu la note 1 ci-dessus et la valeur par défaut fixée ci-dessous, la classe d'efficacité énergétique G n'a pas été reprise au Tableau [30].

Si, pour un chauffe-eau, ni l'efficacité énergétique, ni la classe d'efficacité énergétique ne sont connues ou si le profil de soutirage déclaré n'est pas connu, la valeur par défaut $\eta_{wh} = 22\%$ est applicable.

10.3.3.3.2 *Systèmes soumis au règlement (UE) n° 813/2013 ou au règlement (UE) n° 814/2013*

Sont visés ici les systèmes soumis au règlement (UE) n° 813/2013 ou au règlement (UE) n° 814/2013 et non soumis au règlement délégué (UE) n° 811/2013 ou au règlement délégué (UE) n° 812/2013, c.-à-d. Les systèmes d'une puissance supérieure à 70 kW mais n'excédant pas 400 kW ou d'un volume de stockage supérieur à 500 litres mais n'excédant pas 2000 litres. Pour ces systèmes, les données d'entrée nécessaires à la détermination du rendement de production et du rendement de stockage, sont telles qu'établies dans le règlement (UE) n° 813/2013 et le règlement (UE) n° 814/2013 :

- l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau η_{wh} , en % ;
- le profil de soutirage déclaré ;
- le cas échéant : les pertes statiques [d'un ballon d'eau chaude] S, en W.

Ces données peuvent provenir de la documentation technique ou d'une autre source d'information conforme aux exigences de l'article 4 et de l'annexe II du règlement correspondant.

Pour les produits combinés constitués d'un chauffe-eau et d'un dispositif solaire, seule l'efficacité énergétique du chauffe-eau est considérée, sans tenir compte du dispositif solaire. Les performances des capteurs solaires sont alors comptabilisées selon le § 10.4.

Si, pour un chauffe-eau, l'efficacité énergétique ou le profil de soutirage déclaré ne sont pas connus, la valeur par défaut $\eta_{wh} = 32\%$ est applicable.

10.3.3.3.3 *Systèmes non soumis aux règlements précités*

Pour les systèmes non soumis au règlement délégué (UE) n° 811/2013, au règlement délégué (UE) n° 812/2013, au règlement (UE) n° 813/2013 ou au règlement (UE) n° 814/2013, aucune donnée spécifique n'est nécessaire. Le rendement de production et le rendement de stockage sont déterminés en fonction des caractéristiques générales du système.

10.3.3.4 Règles de calcul des rendements de production et de stockage pour l'eau chaude sanitaire

10.3.3.4.1 Systèmes soumis aux règlements précités

Rendement de production $\eta_{\text{gen,water}}$

Pour les systèmes de production de chaleur pour l'eau chaude sanitaire soumis au règlement délégué (UE) n° 811/2013, au règlement délégué (UE) n° 812/2013, au règlement (UE) n° 813/2013 ou au règlement (UE) n° 814/2013, le rendement de production (par rapport au pouvoir calorifique supérieur) $\eta_{\text{gen,water}}$ est déterminé selon l'Eq. 256.

Eq. 256 pour un vecteur énergétique différent de l'électricité :

$$\eta_{\text{gen,water}} = (\eta_{\text{wh}} / 100) \cdot f_{\text{stor>gen,water}} \cdot f_{\text{dim,gen,water}}$$

pour le vecteur énergétique électricité :

$$\eta_{\text{gen,water}} = (\eta_{\text{wh}} / 100) \cdot CC \cdot f_{\text{stor>gen,water}} \cdot f_{\text{dim,gen,water}} \quad (-)$$

où :

η_{wh}	l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau, exprimée par rapport au pouvoir calorifique supérieur, déterminée selon le § 10.3.3.3.1 of § 10.3.3.3.2, en % ;
CC	le coefficient de conversion [pour l'électricité], tel que fixé dans les règlements précités, (-) ;
$f_{\text{stor>gen,water}}$	un facteur de correction qui prend en compte l'influence du stockage de chaleur sur le rendement de production, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$f_{\text{dim,gen,water}}$	un facteur de correction pour prendre en compte le dimensionnement du système de production de chaleur pour l'eau chaude sanitaire ; actuellement, ce facteur est conventionnellement fixé à 1,00, (-).

Facteur de correction $f_{\text{stor>gen,water}}$ et rendement de stockage $\eta_{\text{stor,water}}$

S'il n'y a pas de stockage de chaleur (chauffage instantané) ou si l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau a été déterminée en incluant le stockage de chaleur (p. ex., ballon d'eau chaude intégré dans le chauffe-eau), alors on a :

- $f_{\text{stor>gen,water}} = 1,00$;
- $\eta_{\text{stor,water}} = 1,00$.

S'il y a bien un stockage de chaleur et que l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau a été déterminée sans tenir compte de la présence du stockage de chaleur (p. ex. ballon d'eau chaude séparé) ou si l'on ignore si l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau a ou non été déterminée en incluant le stockage de chaleur, alors on a :

- $f_{\text{stor>gen,water}} = 1,02$;
- $\eta_{\text{stor,water,m}}$ est déterminé selon :

$$\eta_{\text{stor,water,m}} = \frac{Q_{\text{stor,water,gross,m}}}{(Q_{\text{stor,water,gross,m}} + Q_{\text{loss,stor,water,m}})} \quad (-)$$

Eq. 257

où :

$Q_{\text{stor,water,gross,m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie totaux pour l'eau chaude sanitaire de tous les points de puisage raccordés au ballon d'eau chaude, déterminés selon l'Eq. 258, en MJ ;
$Q_{\text{loss,stor,water,m}}$	les pertes mensuelles de stockage du ballon d'eau chaude, déterminés selon l'Eq. 259, en MJ ;

où :

$$\text{Eq. 258} \quad Q_{\text{stor,water,gross,m}} = \sum_{\text{bath } j} Q_{\text{water,bath } j,\text{gross,m}} + \sum_{\text{sink } k} Q_{\text{water,sink } k,\text{gross,m}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{\text{water,bath } i,\text{gross,m}}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou baignoire i , déterminés selon le § 9.3.1, en MJ ;

$Q_{\text{water,sink } i,\text{gross,m}}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine i , déterminés selon le § 9.3.1, en MJ.

Il faut faire la somme sur toutes les douches ou baignoires j et tous les éviers de cuisine k raccordés au ballon d'eau chaude.

Les pertes mensuelles de stockage du ballon d'eau chaude sont déterminées comme suit :

- si le ballon d'eau chaude est chauffé par un système d'énergie solaire thermique monovalent dont les performances ont été déterminées selon le § 10.4, alors on a :

$$a : \quad Q_{\text{loss,stor,water,m}} = 0 \text{ MJ.}$$

- si le ballon d'eau chaude est partiellement chauffé par un système d'énergie solaire thermique bivalent dont les performances ont été déterminées selon le § 10.4, alors on :

$$\text{Eq. 363} \quad Q_{\text{loss,stor,water,m}} = 0,4 \cdot S \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

- Dans tous les autres cas, on a :

$$\text{Eq. 259} \quad Q_{\text{loss,stor,water,m}} = S \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

où :

S les pertes statiques du ballon d'eau chaude, en W, telles que déterminées au § 10.3.3.3 ou, à défaut, déterminées selon le Eq. 260 ;

t_m la longueur du mois considéré, en Ms, voir le Tableau [1].

Si les pertes statiques S ne sont pas connues, il convient d'utiliser la valeur par défaut ci-dessous :

$$\text{Eq. 260} \quad S = 31 + 16,66 \cdot V^{0,4} \quad (\text{W})$$

où :

V le volume du ballon d'eau chaude, en litres.

Si le volume du ballon d'eau chaude n'est pas connu, il convient alors d'utiliser la valeur par défaut ci-dessous : $V = 2000$ litres.

10.3.3.4.2 Systèmes non soumis aux règlements précités

Pour les systèmes non soumis aux règlements précités, le rendement de production et le rendement de stockage ne sont pas déterminés séparément mais simultanément. Les valeurs ci-dessous s'appliquent tant aux producteurs de chaleur pour l'eau chaude sanitaire uniquement qu'aux producteurs de chaleur pour le chauffage des locaux et l'eau chaude sanitaire.

Appareils autres que les appareils à combustion et les pompes à chaleur

Pour les appareils autres que les appareils à combustion et les pompes à chaleur, le produit du rendement de production $\eta_{\text{gen,water}}$ et du rendement de stockage $\eta_{\text{stor,water}}$ est repris au Tableau [49].

Tableau [49] : Valeurs de calcul pour ($\eta_{\text{gen,water}} \cdot \eta_{\text{stor,water}}$) pour les appareils autres que les appareils à combustion et les pompes à chaleur

	chauffage instantané ¹⁴	avec stockage de chaleur ¹⁵
chauffage électrique par résistance	0,75	0,70
installation de cogénération sur site (1)	$\varepsilon_{\text{cogen,th}}$	$\varepsilon_{\text{cogen,th}} - 0,05$
fourniture de chaleur externe (1)	$\eta_{\text{water,dh}}$	$\eta_{\text{water,dh}} - 0,05$
autres cas	équivalence (2)	

(1) Ces chiffres indiquent les rendements par rapport au pouvoir calorifique supérieur.

(2) Les dérogations aux catégories ci-dessus doivent être traitées sur la base d'équivalence selon des règles préalablement définies par le ministre.

Dans le tableau, les symboles sont définis comme suit :

$\varepsilon_{\text{cogen,th}}$ le rendement de conversion thermique d'une installation de cogénération sur site, tel que déterminé au § A.2 de l'annexe VI au présent arrêté ;

$\eta_{\text{water,dh}}$ rendement à considérer pour une fourniture de chaleur externe pour la préparation d'eau chaude sanitaire, à déterminer en détail selon des règles définies par le ministre et, à défaut, égal à 0,97, (-).

¹⁴ Les installations de production à chauffage instantané ne génèrent de la chaleur qu'aux moments où l'on prélève de l'eau chaude, sans qu'il y ait un quelconque stockage de chaleur ailleurs dans l'installation. Dans ces installations, dès que le puisage d'eau chaude cesse, la production de chaleur s'arrête également et l'ensemble du système se refroidit jusqu'à température ambiante (s'il n'y a pas eu, entre-temps, de nouveau puisage).

¹⁵ Les installations de production avec stockage de chaleur conservent une certaine quantité de chaleur à disposition dans un réservoir de stockage, y compris aux moments où l'on ne prélève pas d'eau chaude. Le stockage de chaleur est possible tant sous la forme d'eau chaude proprement dite que sous la forme d'eau de chaudière, l'eau sanitaire n'étant alors chauffée par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur qu'aux moments des prélèvements. Même lorsque l'installation ne conserve pas de la chaleur en permanence, mais peut se refroidir librement pendant certaines périodes (p. ex., la nuit), le même produit de rendement de production et de rendement de stockage reste applicable.

Appareils à combustion et pompes à chaleur

Pour les appareils à combustion et les pompes à chaleur, on détermine le produit $\eta_{\text{gen,water}} \cdot \eta_{\text{stor,water}}$ comme suit :

$$\text{Eq. 441 } \eta_{\text{gen,water}} \cdot \eta_{\text{stor,water}} = f_p \cdot \eta_{\text{tot,water}} \quad (-)$$

où :

$\eta_{\text{tot,water}}$ l'efficacité énergétique conventionnelle pour le chauffage de l'eau, compte tenu du stockage, telle que déterminée ci-dessous, (-) ;

f_p le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire du vecteur d'énergie du producteur de chaleur considéré, tel qu'établi dans le texte principal du présent arrêté, (-).

On dérive l'efficacité énergétique conventionnelle pour le chauffage de l'eau, compte tenu du stockage, $\eta_{\text{tot,water}}$, du Tableau [50] ou du Tableau [51], en fonction de la situation.

Dans le cas suivants, on dérive $\eta_{\text{tot,water}}$ du Tableau [50] :

1. appareils ne desservant qu'une unité PER (quels que soient la puissance et le volume de stockage éventuel) ;
2. appareils d'une puissance nominale n'excédant pas 70 kW et d'un volume de stockage éventuel n'excédant pas 500 litres, ne desservant qu'une unité PEN ;
3. appareils d'une puissance nominale n'excédant pas 70 kW et d'un volume de stockage éventuel n'excédant pas 500 litres, desservant plusieurs unités PEB.

Dans tous les autres cas, on dérive $\eta_{\text{tot,water}}$ du Tableau [51].

Tableau [50] : Valeurs de calcul pour $\eta_{\text{tot,water}}$ - cas 1, 2 et 3

Type de ballon d'eau chaude	Sans ballon d'eau chaude	Ballon(s) d'eau chaude, excepté à chauffage direct par combustion		Ballon(s) d'eau chaude directement chauffé(s) par combustion (1)
Épaisseur de l'isolant x autour du (des) ballon(s) d'eau chaude en mm	---	$20 \text{ mm} \leq x$	$0 \text{ mm} \leq x < 20 \text{ mm}$ ou épaisseur de l'isolant inconnue	$0 \text{ mm} \leq x$
Type d'appareil				
Chaudière non-condensation	0,60	0,54	0,45	0,45
Chaudière à condensation	0,70	0,63	0,52	
Pompe à chaleur	0,86	0,77	0,64	-
(1) sans utilisation d'un fluide intermédiaire				

Tableau [51] : Valeurs de calcul pour $\eta_{\text{tot,water}}$ - tous autres cas

Type de ballon d'eau chaude	Sans ballon d'eau chaude	Ballon(s) d'eau chaude, excepté à chauffage direct par combustion		Ballon(s) d'eau chaude directement chauffé(s) par combustion (1)
Épaisseur de l'isolant x autour du (des) ballon(s) d'eau chaude en mm	---	$20 \text{ mm} \leq x$	$0 \text{ mm} \leq x < 20 \text{ mm}$ ou épaisseur de l'isolant inconnue	$0 \text{ mm} \leq x$
Type d'appareil				
Chaudière non-condensation	0,75	0,67	0,56	0,50
Chaudière à condensation	0,85	0,76	0,63	
Pompe à chaleur	1,03	0,92	0,77	-
(1) sans utilisation d'un fluide intermédiaire				

NOTE Ces chiffres indiquent les rendements par rapport au pouvoir calorifique supérieur.

10.4 Contribution énergétique utile mensuelle d'un système d'énergie solaire thermique

Seuls les systèmes d'énergie solaire de qualité sont considérés dans le calcul de la contribution énergétique utile mensuelle d'un système d'énergie solaire thermique. Le ministre peut préciser les règles pour déterminer la qualité du système d'énergie solaire thermique. Il peut définir les conditions à remplir par un système d'énergie solaire thermique pour être considéré comme un système d'énergie solaire thermique de qualité.

Si le système d'énergie solaire thermique sert (également) à chauffer l'eau d'une piscine d'une unité de logement, il n'est pas pris en considération et les facteurs $f_{as,heat,sec\ i,m}$, $f_{as,hum,i,m}$, $f_{as,water,bath\ i,m}$, $f_{as,water,sink\ i,m}$ et $f_{as,water,other\ i,m}$ égalent zéro.

On détermine la contribution énergétique utile mensuelle d'un système d'énergie solaire thermique comme suit :

- s'il sert tant au chauffage des locaux qu'à la préparation d'eau chaude sanitaire : selon le § 10.4.1 ;
- s'il sert uniquement à la préparation d'eau chaude sanitaire : selon le § 10.4.2 ;
- si aucun système d'énergie solaire thermique ne contribue au chauffage des locaux d'un secteur énergétique i , la valeur de $f_{as,heat,sec\ i,m}$ est égale à zéro ;
- si aucun système d'énergie solaire thermique ne contribue à la fourniture de chaleur d'un humidificateur i , la valeur de $f_{as,hum,i,m}$ est égale à zéro ;
- si un flux d'eau chaude sanitaire considéré (d'une douche ou baignoire i , d'un évier i ou d'un autre point de puisage i respectivement) n'est pas préchauffé au moyen d'un système d'énergie solaire thermique, la valeur correspondante de $f_{as,water,bath\ i,m}$, ou $f_{as,water,sink\ i,m}$, ou $f_{as,water,other\ i,m}$ respectivement est égale à zéro.

La valeur par défaut de f_{as} est égale à zéro pour chacun des flux d'énergie.

10.4.1 Contribution énergétique utile mensuelle d'un système d'énergie solaire thermique pour le chauffage des locaux et l'eau chaude sanitaire

On détermine la contribution énergétique utile mensuelle (en part de la demande de chaleur totale de l'installation) d'un système d'énergie solaire thermique pour le chauffage des locaux et l'eau chaude sanitaire comme suit :

$$\text{Eq. 364} \quad \text{Si } \sum_j A_{as,j} > 6\text{m}^2 \quad : \quad f_{as,heat,seci,m} = \min \left\{ \max \left(0; \frac{Q_{as,out,heat,m}}{Q_{as,demand,heat,m}} \right); 1 \right\}$$

$$\text{Si } \sum_j A_{as,j} \leq 6\text{m}^2 \quad : \quad f_{as,heat,seci,m} = 0 \quad (-)$$

et :

$$f_{as,water,bath\ i,m} = f_{as,water,sink\ i,m} = f_{as,water,other\ i,m}$$

$$= \min \left\{ \max \left(0; \frac{Q_{as,out,water,m}}{Q_{as,demand,water,m}} \right); 1 \right\}$$

Eq. 365 (-)

Lors de l'application des formules ci-dessus, ce qui suit s'applique également :

$$\text{Eq. 366} \quad \text{Si } Q_{\text{as,demand,heat,m}} = 0, \text{ alors } f_{\text{as,heat,sec i,m}} = 0. \quad (-)$$

$$\text{Eq. 367} \quad \text{Si } Q_{\text{as,demand,water,m}} = 0, \text{ alors}$$

$$f_{\text{as,water,bath i,m}} = f_{\text{as,water,sink i,m}} = f_{\text{as,water,other i,m}} = 0. \quad (-)$$

où :

$$\text{Eq. 368} \quad Q_{\text{as,demand,heat,m}} = \sum_i Q_{\text{heat,gross,seci,m}} + \sum_q Q_{\text{hum,net,q,m}} \quad (\text{MJ})$$

$$\begin{aligned} \text{Eq. 369} \quad Q_{\text{as,demand,water,m}} &= \sum_k Q_{\text{water,bath k,gross,m}} + \sum_k Q_{\text{water,sink k,gross,m}} \\ &+ \sum_k Q_{\text{water,other k,gross,m}} + \sum_l \frac{Q_{\text{water,ncalc,res,unit l,gross woC,m}}}{\eta_{\text{water,circ p,unit l,m}}} \\ &+ \sum_n \frac{Q_{\text{water,ncalc,nres,bath n,gross woC,m}}}{\eta_{\text{water,circ p,bath n,m}}} + \sum_o \frac{Q_{\text{water,ncalc,nres,sink o,gross woC,m}}}{\eta_{\text{water,circ p,sink o,m}}} \quad (\text{MJ}) \end{aligned}$$

où :

$A_{\text{as,j}}$	la surface d'ouverture d'un module capteur j du système d'énergie solaire thermique, déterminée selon la norme NBN EN ISO 9488, en m ² ;
$Q_{\text{as,out,heat,m}}$	l'énergie utile mensuelle pour le chauffage des locaux qui peut être fournie par le système d'énergie solaire thermique, telle que déterminée au § 10.4.4, en MJ ;
$Q_{\text{as,demand,heat,m}}$	la demande de chaleur mensuelle pour le chauffage des locaux à laquelle le système d'énergie solaire thermique contribue, en MJ ;
$Q_{\text{as,out,water,m}}$	l'énergie utile mensuelle pour l'eau chaude sanitaire qui peut être fournie par le système d'énergie solaire thermique, compte tenu des pertes du ballon de stockage, telle que déterminée au § 10.4.3, en MJ ;
$Q_{\text{as,demand,water,m}}$	la demande de chaleur mensuelle pour l'eau chaude sanitaire à laquelle le système d'énergie solaire thermique contribue, en MJ ;
$Q_{\text{hum,net,q,m}}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification d'un humidificateur q, déterminés selon le § 5.11 de l'annexe VI, en MJ ;
$Q_{\text{heat,gross,seci,m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux d'un secteur énergétique i, déterminés selon le § 9.2.1 de la présente annexe pour les unités PER et selon le § 6.2 de l'annexe VI pour les unités PEN, en MJ ;
$Q_{\text{water,bath k,gross,m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou baignoire k, en MJ, déterminés selon le § 9.3 de la présente annexe pour les unités PER et selon le § 6.5 de l'annexe VI pour les unités PEN ;
$Q_{\text{water,sink k,gross,m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier k, en MJ, déterminés selon le § 9.3 de la présente annexe pour les unités PER et selon le § 6.5 de l'annexe VI pour les unités PEN ;

$Q_{\text{water,other } k,\text{gross},m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un autre point de puisage k d'eau chaude sanitaire, en MJ, déterminés selon le § 6.5 de l'annexe VI ;
$Q_{\text{water,ncalc,res,unit } l,\text{gross } woC,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une unité de logement l qui n'est pas une unité PER, sans tenir compte des pertes de la conduite de circulation/combilus, en MJ, tels que déterminés au § 9.3.2 ;
$\eta_{\text{water,circ } p,\text{unit } l,m}$	la contribution au rendement du système des pertes mensuelles de la conduite de circulation p qui dessert une unité de logement l qui n'est pas une unité PER, telle que déterminée au § 9.3.2 ;
$Q_{\text{water,ncalc,nres,bath } n,\text{gross } woC,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une baignoire ou douche n qui se trouve dans un immeuble à destination non résidentielle et non industrielle et qui ne fait pas partie d'une unité PEN, sans tenir compte des pertes de la conduite de circulation/combilus, en MJ, tels que déterminés au § 9.3.2 ;
$\eta_{\text{water,circ } p,\text{bath } n,m}$	la contribution au rendement du système des pertes mensuelles de la conduite de circulation p qui dessert une baignoire ou douche n qui se trouve dans un immeuble à destination non résidentielle et non industrielle et qui ne fait pas partie d'une unité PEN, telle que déterminée au § 9.3.2 ;
$Q_{\text{water,ncalc,nres,sink } o,\text{gross } woC,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine o qui se trouve dans un immeuble à destination non résidentielle et non industrielle et qui ne fait pas partie d'une unité PEN, sans tenir compte des pertes de la conduite de circulation/combilus, en MJ, tels que déterminés au § 9.3.2 ;
$\eta_{\text{water,circ } p,\text{sink } o,m}$	la contribution au rendement du système des pertes mensuelles de la conduite de circulation p qui dessert un évier de cuisine o qui se trouve dans un immeuble à destination non résidentielle et non industrielle et qui ne fait pas partie d'une unité PEN, telle que déterminée au § 9.3.2.

Il faut faire la somme sur :

- tous les modules capteurs j dont se compose le système d'énergie solaire thermique ;
- tous les secteurs énergétiques i , situés dans des unités PER ou PEN et desservis par le système d'énergie solaire thermique ;
- tous les humidificateurs q , situés dans des unités PEN et desservis par le système d'énergie solaire thermique ;
- l'ensemble des douches, baignoires et éviers de cuisine k , situés dans des unités PER ou PEN et desservis par le système d'énergie solaire thermique ;
- tous les autres points de puisage k d'eau chaude sanitaire, situés dans des unités PEN et desservis par le système d'énergie solaire thermique ;
- toutes les unités de logement l , qui ne sont pas des unités PER et qui sont desservies par le système d'énergie solaire thermique ;
- toutes les douches et baignoires n et tous les éviers de cuisine o , qui se trouvent dans un immeuble à destination non résidentielle et non industrielle et qui sont desservis par le système d'énergie solaire thermique.

10.4.2 Contribution énergétique utile mensuelle d'un système d'énergie solaire thermique pour l'eau chaude sanitaire

On détermine la contribution utile mensuelle (en part de la demande de chaleur totale de l'installation) d'un système d'énergie solaire thermique qui participe uniquement à la préparation d'eau chaude sanitaire comme suit :

$$\text{Eq. 370} \quad \text{Si } Q_{as,demand,water,m} = 0 : \quad \begin{aligned} f_{as,water,bath\ i,m} &= f_{as,water,sink\ i,m} \\ &= f_{as,water,other\ i,m} = 0 \end{aligned} \quad (-)$$

$$\text{Si } Q_{as,demand,water,m} \neq 0 : \quad \begin{aligned} f_{as,water,bath\ i,m} &= f_{as,water,sink\ i,m} = f_{as,water,other\ i,m} \\ &= \min \left\{ \max \left(0 ; \frac{Q_{as,out,water,m}}{Q_{as,demand,water,m}} \right) ; 1 \right\} \end{aligned} \quad (-)$$

où :

$Q_{as,out,water,m}$ l'énergie utile mensuelle pour l'eau chaude sanitaire qui peut être fournie par le système d'énergie solaire thermique, compte tenu des pertes du ballon de stockage, telle que déterminée au § 10.4.3, en MJ ;

$Q_{as,demand,water,m}$ la demande de chaleur mensuelle pour l'eau chaude sanitaire à laquelle le système d'énergie solaire thermique contribue, telle que déterminée au § 10.4.1, en MJ.

10.4.3 Énergie utile mensuelle pour l'eau chaude sanitaire fournie par le système d'énergie solaire thermique, compte tenu des pertes du ballon de stockage

On détermine l'énergie utile mensuelle pour l'eau chaude sanitaire fournie par le système d'énergie solaire thermique, compte tenu des pertes du ballon de stockage comme suit :

$$\text{Eq. 371} \quad Q_{as,out,water,m} = Q_{as,woL,water,m} - Q_{as,loss,stor,water,m} \quad (\text{MJ})$$

où :

$$\text{Eq. 372} \quad \begin{aligned} Q_{as,woL,water,m} &= \\ &\max \left\{ 0 ; \left(\begin{aligned} &1,111 \cdot Y_{as,water,m} - 0,070 \cdot X_{as,water,m} \\ &-0,265 \cdot Y_{as,water,m}^2 + 0,002 \cdot X_{as,water,m}^2 \\ &+ 0,023 \cdot Y_{as,water,m}^3 \end{aligned} \right) \cdot Q_{as,demand,water,m} \right\} \end{aligned} \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{as,woL,water,m}$ l'énergie utile mensuelle pour l'eau chaude sanitaire qui peut être fournie par le système d'énergie solaire thermique, sans les pertes du ballon de stockage, en MJ ;

$Q_{as,loss,stor,water,m}$ les pertes mensuelles de stockage pour l'eau chaude sanitaire du système d'énergie solaire thermique, telles que déterminées au § 10.4.3.3, en MJ ;

$Y_{as,water,m}$	la valeur mensuelle de la variable auxiliaire Y pour le soutien à la production d'eau chaude sanitaire par le système d'énergie solaire thermique, telle que déterminée au § 10.4.3.2, (-) ;
$X_{as,water,m}$	la valeur mensuelle de la variable auxiliaire X pour le soutien à la production d'eau chaude sanitaire par le système d'énergie solaire thermique, telle que déterminée au § 10.4.3.1, (-) ;
$Q_{as,demand,water,m}$	la demande de chaleur mensuelle pour l'eau chaude sanitaire à laquelle le système d'énergie solaire thermique contribue, telle que déterminée au § 10.4.1, en MJ.

10.4.3.1 Variable auxiliaire X pour le soutien à la production d'eau chaude sanitaire par le système d'énergie solaire thermique

On détermine la valeur mensuelle de la variable auxiliaire X pour le soutien à la production d'eau chaude sanitaire par le système d'énergie solaire thermique comme suit :

Eq. 373 Si le système d'énergie solaire thermique assure uniquement la

$$\sum_j A_{as,j} \leq 6 \text{ m}^2$$

préparation d'eau chaude sanitaire ou si :

$$X_{as,water,m} = \frac{\left(0,9 \cdot \left(\sum_j A_{as,j} \right) \cdot H_{as,loop} \cdot \left(\begin{array}{c} 58,8 + 3,86 \cdot \theta_{coldwater,m} \\ -2,32 \cdot \theta_{e,m} \end{array} \right) \cdot f_{as,stor} \cdot t_m \right)}{Q_{as,demand,water,m}} \quad (-)$$

Dans les autres cas :

$$X_{as,water,m} = \frac{\left(0,9 \cdot \left(\sum_j A_{as,j} \right) \cdot H_{as,loop} \cdot \left(\begin{array}{c} 58,8 + 3,86 \cdot \theta_{coldwater,m} \\ -2,32 \cdot \theta_{e,m} \end{array} \right) \cdot f_{as,stor} \cdot t_m \right)}{Q_{as,demand,water,m} + Q_{as,demand,heat,m}} \quad (-)$$

où :

$A_{as,j}$	la surface d'ouverture d'un module capteur j du système d'énergie solaire thermique, déterminée selon la norme NBN EN ISO 9488, en m ² ;
$H_{as,loop}$	le coefficient de transfert thermique de la boucle de captage (capteur+conduites), tel que déterminé ci-dessous, en W/(m ² .K) ;
$\theta_{coldwater,m}$	la température mensuelle de l'eau froide, fixé à 10°C ;
$\theta_{e,m}$	la température extérieure moyenne mensuelle, en °C, voir le Tableau [1] ;
$f_{as,stor}$	le facteur de correction pour la capacité du ballon de stockage, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
t_m	la longueur du mois considéré, en Ms, voir le Tableau [1] ;
$Q_{as,demand,water,m}$	la demande de chaleur mensuelle pour l'eau chaude sanitaire à laquelle le système d'énergie solaire thermique contribue, telle que déterminée au § 10.4.1, en MJ ;

$Q_{as,demand,heat,m}$ la demande de chaleur mensuelle pour le chauffage des locaux à laquelle le système d'énergie solaire thermique contribue, telle que déterminée au § 10.4.1, en MJ.

Il faut faire la somme sur tous les modules capteurs j du système d'énergie solaire thermique.

On détermine le coefficient de transfert thermique de la boucle de captage comme suit :

$$H_{as,loop} = a_1 + a_2 \cdot 40 + \frac{\left(5 + 0,5 \cdot \sum_j A_{as,j}\right)}{\sum_j A_{as,j}} \quad (\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}))$$

Eq. 374

où :

a_1 le coefficient de déperdition thermique du capteur solaire, déterminé selon la norme NBN EN ISO 9806, en $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$. Les valeurs par défaut figurent, en fonction du type de capteur, au Tableau [39]. Si plusieurs capteurs solaires sont raccordés à la boucle de captage, on retient le coefficient de déperdition thermique le plus élevé ;

a_2 la partie du coefficient de déperdition thermique du capteur solaire dépendante de la température, déterminée selon la norme NBN EN ISO 9806, en $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^2)$. Les valeurs par défaut figurent, en fonction du type de capteur, au Tableau [39]. Si plusieurs capteurs solaires sont raccordés à la boucle de captage, on retient la partie du coefficient de déperdition thermique dépendante de la température la plus élevée ;

$A_{as,j}$ la surface d'ouverture d'un module capteur j du système d'énergie solaire thermique, déterminée selon la norme NBN EN ISO 9488, en m^2 .

Il faut faire la somme sur tous les modules capteurs j du système d'énergie solaire thermique.

On détermine le facteur de correction pour la capacité du ballon de stockage, pour l'eau chaude sanitaire, comme suit :

$$f_{as,stor} = \left(\frac{75 \cdot \sum_j A_{as,j}}{f_{stor,sys} \cdot V_{as,stor}} \right)^{0,25}$$

Eq. 375 (-)

où :

$A_{as,j}$ la surface d'ouverture d'un module capteur j du système d'énergie solaire thermique, déterminée selon la norme NBN EN ISO 9488, en m^2 ;

$f_{stor,sys}$ un facteur de correction qui prend en compte le type de système, (-). Pour les systèmes monovalents, ce facteur est égal à 1 ; pour les systèmes bivalents, il est égal à 0,6 ;

$V_{as,stor}$ le volume total du ballon de stockage dans le système d'énergie solaire thermique (y compris la partie éventuellement chauffée par un chauffage d'appoint), en litres.

Il faut faire la somme sur tous les modules capteurs j du système d'énergie solaire thermique.

Tableau [39] : Valeurs par défaut des caractéristiques des capteurs

Paramètre	Capteur plan	Tubes sous vide (CPC)	Tubes sous vide (Caloduc)
$\eta_{0,j}$	0,70	0,60	0,70
a_1	4,00	3,00	1,25
a_2	0,03	0,02	0,01
IAM_j	0,83	0,83	0,89

10.4.3.2 Variable auxiliaire Y pour le soutien à la production d'eau chaude sanitaire par le système d'énergie solaire thermique

On détermine la valeur mensuelle de la variable auxiliaire Y pour le soutien à la production d'eau chaude sanitaire par le système d'énergie solaire thermique comme suit :

Eq. 376 Si le système d'énergie solaire thermique assure uniquement la

préparation d'eau chaude sanitaire ou si $\sum_j A_{as,j} \leq 6 \text{ m}^2$:

$$Y_{as,water,m} = \frac{0,9 \cdot \sum_j A_{as,j} \cdot I_{as,m,shad,j} \cdot IAM_j \cdot \eta_{0,j}}{Q_{as,demand,water,m}} \quad (-)$$

$$Y_{as,water,m} = \frac{0,9 \cdot \sum_j A_{as,j} \cdot I_{as,m,shad,j} \cdot IAM_j \cdot \eta_{0,j}}{Q_{as,demand,water,m} + Q_{as,demand,heat,m}} \quad (-)$$

Dans les autres cas :

où :

$A_{as,j}$	la surface d'ouverture d'un module capteur j du système d'énergie solaire thermique, déterminée selon la norme NBN EN ISO 9488, en m^2 ;
$I_{as,m,shad,j}$	l'ensoleillement du module capteur j pour le mois considéré, compte tenu de l'ombrage, déterminé selon l'Annexe C du présent texte, en MJ/m^2 ;
IAM_j	le modificateur d'angle d'incidence d'un module capteur j, déterminé selon la norme NBN EN ISO 9806, (-). Les valeurs par défaut figurent, en fonction du type de capteur, au Tableau [39] ;
$\eta_{0,j}$	le rendement du module capteur j en l'absence de déperdition de chaleur dans l'environnement, déterminé selon la norme NBN EN ISO 9806, (-). Les valeurs par défaut figurent, en fonction du type de capteur, au Tableau [39] ;
t_m	la longueur du mois considéré, en Ms, voir le Tableau [1] ;
$Q_{as,demand,water,m}$	la demande de chaleur mensuelle pour l'eau chaude sanitaire à laquelle le système d'énergie solaire thermique contribue, telle que déterminée au § 10.4.1, en MJ ;
$Q_{as,demand,heat,m}$	la demande de chaleur mensuelle pour le chauffage des locaux à laquelle le système d'énergie solaire thermique contribue, telle que déterminée au § 10.4.1, en MJ.

Il faut faire la somme sur tous les modules capteurs j du système d'énergie solaire thermique.

10.4.3.3 Pertes mensuelles de stockage pour l'eau chaude sanitaire du système d'énergie solaire thermique

On détermine les pertes mensuelles de stockage pour l'eau chaude sanitaire du système d'énergie solaire thermique comme suit :

Eq. 377 Si le système d'énergie solaire thermique assure uniquement la

$$\sum_j A_{as,j} \leq 6 \text{ m}^2$$

préparation d'eau chaude sanitaire ou si :

$$Q_{as,loss,stor,water,m} = \max \left\{ 0; \left[H_{as,stor} \cdot f_{stor,sys} \cdot \left(\begin{array}{c} \theta_{coldwater,m} + (60 - \theta_{coldwater,m}) \cdot f_{as,woL,water,m} \\ - \theta_{as,stor,amb,m} \end{array} \right) \right] \cdot f_{as,woL,water,m} \cdot t_m \right\} \quad (\text{MJ})$$

Dans les autres cas :

$$Q_{as,loss,stor,water,m} = \max \left\{ 0; \left[H_{as,stor} \cdot f_{stor,sys} \cdot \left(\begin{array}{c} \theta_{coldwater,m} + (60 - \theta_{coldwater,m}) \cdot f_{as,woL,water,m} \\ - \theta_{as,stor,amb,m} \end{array} \right) \right] \cdot f_{as,woL,water,m} \cdot t_m \cdot \left(\frac{Q_{as,demand,water,m}}{Q_{as,demand,water,m} + Q_{as,demand,heat,m}} \right) \right\} \quad (\text{MJ})$$

où :

$$f_{as,woL,water,m} = \min \left(1; \frac{Q_{as,woL,water,m}}{Q_{as,demand,water,m}} \right)$$

Eq. 378 (-)

où :

$H_{as,stor}$	le coefficient de transfert thermique total du ballon de stockage, tel que déterminé ci-dessous, en W/K ;
$f_{stor,sys}$	un facteur de correction qui prend en compte le type de système, (-). Pour les systèmes monovalents, ce facteur est égal à 1 ; pour les systèmes bivalents, il est égal à 0,6 ;
$\theta_{coldwater,m}$	la température mensuelle de l'eau froide, fixé à 10°C ;
$f_{as,woL,water,m}$	la contribution énergétique utile mensuelle (en part de la demande de chaleur totale) du système d'énergie solaire thermique pour l'eau chaude sanitaire, sans tenir compte des pertes du ballon de stockage, (-) ;
$\theta_{as,stor,amb,m}$	la température ambiante moyenne mensuelle du ballon de stockage, en °C : - si le ballon de stockage se trouve à l'intérieur du volume protégé, on a : $\theta_{as,stor,amb,m} = 18$; - si le ballon de stockage se trouve dans un espace adjacent non chauffé, on a : $\theta_{as,stor,amb,m} = 11 + 0,4 \cdot \theta_{e,m}$;

- si le ballon de stockage se trouve à l'extérieur , on a :
 $\theta_{as,stor,amb,m} = \theta_{e,m}$
 où : $\theta_{e,m}$ la température extérieure moyenne mensuelle, en °C, selon le Tableau [1] ;

t_m la longueur du mois considéré, en Ms, voir le Tableau [1] ;
 $Q_{as,demand,water,m}$ la demande de chaleur mensuelle pour l'eau chaude sanitaire à laquelle le système d'énergie solaire thermique contribue, telle que déterminée au § 10.4.1, en MJ ;
 $Q_{as,demand,heat,m}$ la demande de chaleur mensuelle pour le chauffage des locaux à laquelle le système d'énergie solaire thermique contribue, telle que déterminée au § 10.4.1, en MJ ;
 $Q_{as,wol,water,m}$ l'énergie utile mensuelle pour l'eau chaude sanitaire qui peut être fournie par le système d'énergie solaire thermique, sans les pertes du ballon de stockage, telle que déterminée au § 10.4.3 en MJ.

On détermine le coefficient de transfert thermique total du ballon de stockage, $H_{as,stor}$, comme suit

Si $V_{as,stor} \leq 2000$, on détermine $H_{as,stor}$ selon la norme NBN EN 12977-3 o, à défaut, selon la formule suivante :

Eq. 379
$$H_{as,stor} = \frac{31+16,66 \cdot V_{as,stor}^{0,4}}{45} \quad (W/K)$$

Si $V_{as,stor} > 2000$:

Eq. 380
$$H_{as,stor} = \frac{16,66+8,33 \cdot V_{as,stor}^{0,4}}{45} \quad (W/K)$$

où :

$V_{as,stor}$ le volume total du ballon de stockage dans le système d'énergie solaire thermique (y compris la partie éventuellement chauffée par un chauffage d'appoint), en litres.

10.4.4 Énergie utile mensuelle pour le chauffage des locaux fournie par le système solaire thermique

On détermine l'énergie utile mensuelle pour le chauffage des locaux fournie par le système d'énergie solaire thermique, comme suit :

Eq. 381
$$Q_{as,out,heat,m} = \max\left\{0; \begin{pmatrix} 1,111 \cdot Y_{as,heat,m} - 0,070 \cdot X_{as,heat,m} \\ -0,265 \cdot Y_{as,heat,m}^2 + 0,002 \cdot X_{as,heat,m}^2 \\ + 0,023 \cdot Y_{as,heat,m}^3 \end{pmatrix} \cdot Q_{as,demand,heat,m} \right\} \quad (MJ)$$

où :

$Y_{as,heat,m}$	la valeur mensuelle de la variable auxiliaire Y pour le soutien du chauffage des locaux par le système d'énergie solaire thermique, telle que déterminée au § 10.4.4.2, (-) ;
$X_{as,heat,m}$	la valeur mensuelle de la variable auxiliaire X pour le soutien du chauffage des locaux par le système d'énergie solaire thermique, telle que déterminée au § 10.4.4.1, (-) ;
$Q_{as,demand,heat,m}$	la demande de chaleur mensuelle pour le chauffage des locaux à laquelle le système d'énergie solaire thermique contribue, telle que déterminée au § 10.4.1, en MJ.

10.4.4.1 Variable auxiliaire X pour le soutien du chauffage des locaux par le système d'énergie solaire thermique

On détermine la valeur mensuelle de la variable auxiliaire X pour le soutien du chauffage des locaux par le système d'énergie solaire thermique comme suit :

$$X_{as,heat,m} = \frac{0,9 \cdot \left[\sum_j A_{as,j} \right] \cdot H_{as,loop} \cdot (88,75 - \theta_{e,m}) \cdot f_{as,stor} \cdot t_m}{Q_{as,demand,water,m} + Q_{as,demand,heat,m}} \quad (-)$$

Eq. 382

où :

$A_{as,j}$	la surface d'ouverture d'un module capteur j du système d'énergie solaire thermique, déterminée selon la norme NBN EN ISO 9488, en m ² ;
$H_{as,loop}$	le coefficient de transfert thermique de la boucle de captage (capteur+conduites), tel que déterminé au § 10.4.3.1, en W/(m ² .K) ;
$\theta_{e,m}$	la température extérieure moyenne mensuelle, en °C, voir le Tableau [1] ;
$f_{as,stor}$	le facteur de correction pour la capacité du ballon de stockage, tel que déterminé au § 10.4.3.1, (-) ;
t_m	la longueur du mois considéré, en Ms, voir le Tableau [1] ;
$Q_{as,demand,water,m}$	la demande de chaleur mensuelle pour l'eau chaude sanitaire à laquelle le système d'énergie solaire thermique contribue, telle que déterminée au § 10.4.1, en MJ ;
$Q_{as,demand,heat,m}$	la demande de chaleur mensuelle pour le chauffage des locaux à laquelle le système d'énergie solaire thermique contribue, telle que déterminée au § 10.4.1, en MJ.

Il faut faire la somme sur tous les modules capteurs j du système d'énergie solaire thermique.

10.4.4.2 Variable auxiliaire Y pour le soutien du chauffage des locaux par le système d'énergie solaire thermique

On détermine la valeur mensuelle de la variable auxiliaire Y pour le soutien du chauffage des locaux par le système d'énergie solaire thermique comme suit :

$$Y_{as,heat,m} = \frac{0,9 \cdot \left[\sum_j A_{as,j} \cdot I_{as,m,shad,j} \cdot IAM_j \cdot \eta_{0,j} \right]}{Q_{as,demand,water,m} + Q_{as,demand,heat,m}} \quad (-)$$

Eq. 383

où :

$A_{as,j}$	la surface d'ouverture d'un module capteur j du système d'énergie solaire thermique, déterminée selon la norme NBN EN ISO 9488, en m^2 ;
$I_{as,m,shad,j}$	l'ensoleillement du module capteur j pour le mois considéré, compte tenu de l'ombrage, déterminé selon l'Annexe C du présent texte, en MJ/m^2 ;
IAM_j	le modificateur d'angle d'incidence d'un module capteur j , déterminé selon la norme NBN EN ISO 9806, (-). Les valeurs par défaut figurent, en fonction du type de capteur, au Tableau [39] ;
$\eta_{0,j}$	le rendement du module capteur j en l'absence de déperdition de chaleur dans l'environnement, déterminé selon la norme NBN ISO 9806, (-). Les valeurs par défaut figurent, en fonction du type de capteur, au Tableau [39] ;
t_m	la longueur du mois considéré, en Ms, voir le Tableau [1] ;
$Q_{as,demand,water,m}$	la demande de chaleur mensuelle pour l'eau chaude sanitaire à laquelle le système d'énergie solaire thermique contribue, telle que déterminée au § 10.4.1, en MJ ;
$Q_{as,demand,heat,m}$	la demande de chaleur mensuelle pour le chauffage des locaux à laquelle le système d'énergie solaire thermique contribue, telle que déterminée au § 10.4.1, en MJ.

Il faut faire la somme sur tous les modules capteurs j du système d'énergie solaire thermique.

10.5 Consommation mensuelle équivalente d'énergie pour le refroidissement

S'il y a trop de gains de chaleur excédentaires, le risque de surchauffe est élevé. Même si on n'installe pas de refroidissement actif lors de la construction, il est possible qu'on en installe un par la suite. C'est pourquoi on tient compte également, dans ces cas, d'une consommation de froid fictive équivalente, voir le § 8.

On détermine la consommation mensuelle équivalente d'électricité pour le refroidissement comme suit :

$$\text{Eq. 115} \quad Q_{cool,final,sec i,m} = \frac{Q_{cool,net,sec i,m}}{8,1} \quad (\text{kWh})$$

où :

$Q_{cool,net,sec i,m}$ les besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement du secteur énergétique i , calculés selon le § 8.4;

$8,1$ le produit du rendement forfaitaire du système (0,9), d'un EER forfaitaire du système de refroidissement (2,5) et du facteur de conversion de MJ en kWh (3,6).

11 Consommation mensuelle d'énergie auxiliaire

11.1 Consommation mensuelle d'énergie pour les fonctions auxiliaires

11.1.1 Consommation d'énergie auxiliaire électrique pour la distribution

11.1.1.1 Principe

Dans ce chapitre, on détermine la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique pour la distribution. La conversion en consommation d'énergie primaire est opérée au § 13.5.

Aucune énergie auxiliaire n'est prise en compte pour la distribution en cas de refroidissement. Il est admis par convention qu'elle a déjà été prise en compte pour la détermination de la consommation mensuelle équivalente d'énergie pour le refroidissement (voir le § 10.5).

11.1.1.2 Règle de calcul de la consommation d'énergie auxiliaire pour la distribution

11.1.1.2.1 Règle de calcul générale

On détermine la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire pour la distribution comme suit :

$$\text{Eq. 304 } W_{\text{aux,dis,m}} = \sum_j P_{\text{pumps,dis,instal,j}} \cdot \frac{t_{\text{on,dis,j,m}}}{3,6} \quad (\text{kWh})$$

où :

$W_{\text{aux,dis,m}}$	la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique pour la distribution dans l'unité PER, en kWh ;
$P_{\text{pumps,dis,instal,j}}$	la valeur de la puissance installée d'une pompe j desservant l'unité PER considérée, telle que déterminée au § 11.1.1.3, en W ;
$t_{\text{on,dis,j,m}}$	le temps en mode « Marche » mensuel d'une pompe j pour la distribution, tel que déterminé au § 11.1.1.4, en Ms.

Il convient de faire la somme sur tous les circulateurs j qui desservent l'unité PER.

11.1.1.2.2 Exceptions

Les circulateurs de secours sont redondants pour système. Leur consommation d'énergie auxiliaire ne doit donc pas être prise en compte.

11.1.1.3 Détermination de la puissance installée $P_{\text{pumps,dis,instal,j}}$

$P_{\text{pumps,dis,instal,j}}$ est la puissance installée du circulateur j, en W, et est déterminée comme suit :

- pour les circulateurs à rotor noyé : la puissance électrique moyenne mesurée à 100 % du débit, dénommée $P_{L,100\%}$, selon le règlement (UE) n° 641/2009 ;
- pour les circulateurs à moteur ventilé dont le moteur électrique est séparé du rotor : la puissance électrique maximale que le moteur électrique peut absorber en service continu, déterminée selon la norme NBN EN 60034-1 pour « duty type S1 ».

À défaut des valeurs du produit, les valeurs par défaut suivantes peuvent être utilisées en fonction du type de distribution :

- en cas de distribution de chaleur :

$$\text{Eq. 305 } P_{\text{pumps,dis,instal},j} = \text{MAX}(70; 0,084 \cdot \sum_i V_{\text{sec } i}) \quad (\text{W})$$

où :

$V_{\text{sec } i}$ le volume du secteur énergétique i , en m^3 .

Il convient de faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i desservis par le circulateur j .

- en cas de distribution d'eau chaude sanitaire (conduite de circulation) :

$$\text{Eq. 306 } P_{\text{pumps,dis,instal},j} = \text{MAX}\left(25; \frac{\Delta p_{\text{pumps}}}{\eta_{\text{pumps}}} \cdot f_{\text{insul,circ } k} \cdot \frac{\sum_j \frac{l_{\text{circ } k,j} \cdot (60 - \theta_{\text{amb,January},j})}{R_{1,j}}}{\rho_W \cdot c_W \cdot \Delta \theta}\right) \quad (\text{W})$$

- en cas de combinaison de distribution d'eau chaude sanitaire et de distribution de chaleur (combilus) :

$$\text{Eq. 307 } P_{\text{pumps,dis,instal},j} = \text{MAX}\left(70; \frac{\Delta p_{\text{pumps}}}{\eta_{\text{pumps}}} \cdot f_{\text{insul,circ } k} \cdot \frac{\sum_j \frac{l_{\text{circ } k,j} \cdot (60 - \theta_{\text{amb,January},j})}{R_{1,j}}}{\rho_W \cdot c_W \cdot \Delta \theta}\right) \quad (\text{W})$$

où :

Δp_{pumps} la hauteur manométrique minimale, en Pa, telle que déterminée ci-dessous ;

$f_{\text{insul,circ } k}$ un facteur de correction pour prendre en compte l'effet des ponts thermiques sur la résistance thermique des segments de la conduite de circulation k , tel que déterminé au § 9.3.2, (-) ;

$l_{\text{circ } k,j}$ la longueur du segment j de la conduite de circulation k , en m ;

η_{pumps} le rendement de la pompe, établi par convention à 0,2, (-) ;

$\theta_{\text{amb,January},j}$ la température ambiante moyenne mensuelle du segment de conduite j pour le mois de janvier, en °C, telle que déterminée au § 9.3.2.2 ;

$R_{1,j}$ la résistance thermique linéaire du segment de conduite j , en m.K/W , déterminée selon le § E.3 ;

ρ_W la densité de l'eau, en kg/m^3 , établie par convention à 998 kg/m^3 ;

c_W la capacité thermique spécifique de l'eau, en J/(kg.K) , établie par convention à 4182 J/(kg.K) ;

$\Delta \theta$ la différence de température entre le départ et le retour en K, établie par convention à 5 K.

Il convient de faire la somme sur tous les segments j de la conduite de circulation k desservis par le circulateur j .

La hauteur manométrique minimale est donnée par :

$$\text{Eq. 308 } \Delta p_{\text{pumps}} = \sum_l l_{\text{circ } k,l} \cdot 300 \quad (\text{Pa})$$

où :

$l_{\text{circ } k,l}$ la longueur du segment l de la conduite de circulation k , en m.

Il convient de faire la somme sur tous les segments l de la conduite de circulation k desservis par le circulateur j .

Si une pompe dessert plusieurs unités PER et/ou PEN, il convient de répartir la puissance de la pompe ($P_{\text{pumps,dis,instal},j}$) proportionnellement sur la base des besoins bruts en énergie totaux des unités respectives. En cas de distribution de chaleur, il convient d'utiliser les besoins bruts en énergie pour le chauffage des locaux. En cas de distribution d'eau chaude sanitaire (conduite de circulation) ou pour un combilus, il convient d'utiliser les besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire.

11.1.1.4 Détermination du temps en mode « Marche » $t_{\text{on,dis},j,m}$

Le temps en mode « Marche » mensuel du circulateur j , $t_{\text{on,dis},j,m}$, en Ms, est déterminé en fonction du type de distribution comme suit.

- Dans le cas de pompes pour la distribution d'eau chaude sanitaire (conduite de circulation), on a :

$$\text{Eq. 309 } t_{\text{on,dis},j,m} = t_m \quad (\text{Ms})$$

- Dans le cas de pompes pour la distribution de chaleur, on a :

$$\text{Eq. 310 } t_{\text{on,dis},j,m} = \max(t_{\text{on,dis,heat},j,m,\text{sec } i}) \quad (\text{Ms})$$

où :

t_m la durée du mois considéré, dérivée du Tableau [1], en Ms.

$t_{\text{on,dis,heat},j,m,\text{sec } i}$ le temps en mode « Marche » mensuel du circulateur j pour la distribution de chaleur dans le secteur énergétique i , tel que déterminé ci-dessous, en Ms.

Le maximum doit être déterminé sur tous les secteurs énergétiques i desservis par le circulateur j .

On détermine le temps en mode « Marche » mensuel du circulateur j pour la distribution de chaleur dans le secteur énergétique i , $t_{\text{on,dis,heat},j,m,\text{sec } i}$, comme suit :

- pour un circulateur à rotor noyé avec régulation du circulateur (excepté régulation marche/arrêt) dont l'IEE est connu :

$$\text{Eq. 311 } t_{\text{on,dis,heat},j,m,\text{sec } i} = \text{MIN}\left(t_{\text{heat,sec } i,m} \cdot \left(0,6 + 0,625 \cdot \frac{\text{IEE}}{0,23}\right); t_m \cdot \frac{1}{2}\right) \quad (\text{Ms})$$

- pour un circulateur à moteur ventilé avec régulation du circulateur (excepté régulation marche/arrêt) :

$$\text{Eq. 312 } t_{\text{on,dis,heat},j,m,\text{sec } i} = \text{MIN}\left(t_{\text{heat,sec } i,m}; t_m \cdot \frac{1}{2}\right) \quad (\text{Ms})$$

- pour une pompe avec régulation marche/arrêt ou un circulateur à rotor noyé avec régulation du circulateur (excepté régulation marche/arrêt) dont l'IEE est inconnu :

$$\text{Eq. 313 } t_{\text{on,dis,heat},j,m,\text{sec } i} = t_m \cdot \frac{1}{2} \quad (\text{Ms})$$

- dans tous les autres cas ou si la régulation est inconnue :

$$\text{Eq. 314 } t_{\text{on,dis,heat,j,m,seci}} = t_m \quad (\text{Ms})$$

où :

$t_{\text{heat,sec i,m}}$	le temps de fonctionnement mensuel conventionnel du système d'émission de chaleur du secteur énergétique i , en Ms, déterminé selon le § D.1 ;
IEE	l'indice d'efficacité énergétique, selon le règlement (UE) n° 641/2009, (-) ;
t_m	la durée du mois considéré, dérivée du Tableau [1], en Ms.

En ce qui concerne le temps en mode « Marche » des circulateurs, un combilus est une conduite pour la distribution d'eau chaude sanitaire.

11.1.2 Consommation d'énergie auxiliaire électrique pour la production

11.1.2.1 Principe

Dans ce chapitre, on détermine la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique des fonctions auxiliaires pour la production. La conversion en consommation d'énergie primaire est opérée au § 13.5.

Aucune énergie auxiliaire n'est prise en compte pour la production en cas de refroidissement. Elle est déjà comprise dans le rendement de production forfaitaire.

11.1.2.2 Règle de calcul de la consommation d'énergie auxiliaire électrique pour la production de chaleur

11.1.2.2.1 Règle de calcul générale

On détermine la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique pour la production dans l'unité PER, $W_{\text{aux,gen,m}}$, comme suit :

$$\text{Eq. 315 } W_{\text{aux,gen,m}} = W_{\text{throttle/fans,gen,m}} + W_{\text{electr,gen,m}} \quad (\text{kWh})$$

où :

$W_{\text{throttle/fans,gen,m}}$	la consommation mensuelle d'électricité des vannes gaz et/ou ventilateurs des appareils de production de l'unité PER considérée, telle que déterminée au § 11.1.2.3, en kWh ;
$W_{\text{electr,gen,m}}$	la consommation mensuelle d'électricité pour l'électronique et les dispositifs d'allumage des appareils de production de l'unité PER considérée, telle que déterminée ci-dessous, en kWh.

$W_{\text{electr,gen,m}}$ est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 316 } W_{\text{electr,gen,m}} = \sum_j P_{\text{electr,gen,j}} \cdot \frac{t_m}{3,6} \quad (\text{kWh})$$

où :

$P_{\text{electr,gen,j}}$	la puissance des pertes en veille de l'électronique pour la production, en W. Par appareil de production j, la puissance des pertes en veille est établie à 10 W ;
t_m	la durée du mois considéré, dérivée du Tableau [1], en Ms.

Il convient de faire chaque fois la somme sur tous les appareils de production j qui desservent l'unité PER.

Si un appareil de production dessert plusieurs unités PER et/ou PEN, il convient de répartir la puissance des pertes en veille proportionnellement entre ces unités PER et/ou PEN sur la base des besoins bruts en énergie totaux des unités respectives. Si l'appareil de production sert uniquement au chauffage des locaux, il convient d'utiliser les besoins bruts en énergie pour le chauffage. Si l'appareil de production sert uniquement à la production d'eau chaude sanitaire, il convient d'utiliser les besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire. Si l'appareil de production sert aux deux, il convient d'utiliser la somme des besoins bruts en énergie pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire.

Si l'appareil de production sert à l'humidification d'une ou de plusieurs unités PEN, il convient d'ajouter à chaque fois, lors de l'application de la règle de répartition ci-dessus, les besoins bruts en énergie pour l'humidification des unités PEN desservies aux besoins bruts en énergie pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire.

Si l'appareil de production fournit de la chaleur à une machine frigorifique à entraînement thermique qui dessert une ou plusieurs unités PER, il convient d'ajouter à chaque fois, lors de l'application de la règle de répartition ci-dessus, la chaleur fournie à la machine frigorifique à entraînement thermique et nécessaire pour couvrir la demande de froid des unités PEN desservies aux besoins bruts en énergie pour le chauffage et/ou la production d'eau chaude sanitaire et/ou l'humidification. Pour chaque unité PEN desservie, la chaleur fournie à la machine frigorifique à entraînement thermique est déterminée en divisant la contribution de la machine frigorifique à entraînement thermique aux besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement des locaux, $Q_{\text{cool,gross}}$, par le coefficient de performance de la machine frigorifique à entraînement thermique, EER_{nom} .

11.1.2.2.2 *Exceptions*

En ce qui concerne les appareils de production pour l'eau chaude sanitaire dont les rendements de production et de stockage sont calculés selon le § 10.3.3.4.1 et en ce qui concerne les appareils de production pour le chauffage des locaux dont le rendement de production est calculé selon le § 10.2.3.3, le § 10.2.3.4.2 ou le § 10.2.3.4.3, la consommation d'énergie auxiliaire électrique pour l'appareil de production est déjà prise en compte de sorte qu'il n'y a pas lieu de prendre ces appareils en considération dans l'Eq. 315.

L'éventuelle consommation d'énergie auxiliaire des appareils de chauffage locaux, à l'exception des poêles à pellets d'une puissance nominale de 50 kW maximum, des poêles au charbon et des poêles à bois qui ne sont pas des poêles à pellets, dont le rendement de production a été déterminé selon le § 10.2.3.2.4, a déjà été prise en considération dans le rendement de production et n'est dès lors plus comptabilisée.

11.1.2.3 Détermination de la consommation mensuelle d'électricité de vannes gaz et/ou ventilateurs $W_{throttle/fans,gen,m}$

11.1.2.3.1 Règle de calcul générale

$W_{throttle/fans,gen,m}$ est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 317 } W_{throttle/fans,gen,m} = \sum_j P_{throttle/fans,gen,spec} \cdot P_{throttle/fans,gen,j} \cdot \frac{t_{on,gen,j,m}}{3,6} \quad (\text{kWh})$$

où :

$P_{throttle/fans,gen,spec}$ la puissance spécifique pour la production des producteurs dotés d'un ventilateur et/ou d'une vanne gaz, établie à 1 W/kW ;

$P_{throttle/fans,gen,j}$ la puissance nominale de l'appareil de production j , en kW ;

$t_{on,gen,j,m}$ le temps en mode « Marche » mensuel de la vanne gaz et/du ventilateur desservant l'appareil de production j , tel que déterminé au § 11.1.2.3.2, en Ms.

Il convient de faire chaque fois la somme sur tous les appareils de production j qui desservent l'unité PER et qui utilisent une vanne gaz et/ou un ventilateur.

Si un appareil de production dessert plusieurs unités PER et/ou PEN, il convient de répartir, dans la formule Eq. 317, la puissance nominale de l'appareil de production proportionnellement entre ces unités PER et/ou PEN sur la base des besoins bruts en énergie totaux des unités respectives. Si l'appareil de production sert uniquement au chauffage des locaux, il convient d'utiliser les besoins bruts en énergie pour le chauffage. Si l'appareil de production sert uniquement à la production d'eau chaude sanitaire, il convient d'utiliser les besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire. Si l'appareil de production sert aux deux, il convient d'utiliser la somme des besoins bruts en énergie pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire.

11.1.2.3.2 Détermination du temps en mode « Marche » $t_{on,gen,j,m}$

$t_{on,gen,j,m}$ est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 318 } t_{on,gen,j,m} = \text{MIN} \left(t_m ; \frac{\left(\sum_i Q_{heat,gross,sec\ i,m} + \sum_k Q_{water,bath\ k,gross,m} + \sum_k Q_{water,sink\ k,gross,m} \right) + \sum_k Q_{water,other\ k,gross,m} + \sum_l Q_{hum,net,l} + \sum_o \sum_n \frac{Q_{cool,gross,sec\ n,m}}{EER_{nom,o}}}{P_{throttle/fans,gen,j} \cdot 1000} \right) \quad (\text{Ms})$$

où :

t_m la durée du mois considéré, dérivée du Tableau [1], en Ms ;

$Q_{heat,gross,sec\ i,m}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i , déterminés selon le § 9.2.1 de la présente annexe pour les unités PER et selon le § 6.2 de l'annexe VI au présent arrêté pour les unités PEN, en MJ, dans la mesure où ils sont couverts par l'appareil de production j conformément au § 10.2.2 de la présente annexe (pour les unités PER) ou au § 7.2.1 de l'annexe VI au présent arrêté (pour les unités PEN) ;

$Q_{water,bath\ k,gross,m}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou baignoire k , déterminés selon le § 9.3.1 de la présente annexe pour les unités PER et selon le § 6.5 de l'annexe VI au présent arrêté pour les unités PEN, en MJ, dans la mesure où ils sont couverts par l'appareil de

	production j conformément au § 10.3.2 de la présente annexe (pour les unités PER) ou au § 7.6 de l'annexe VI au présent arrêté (pour les unités PEN) ;
$Q_{\text{water, sink } k, \text{gross, m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine k, déterminés selon le § 9.3.1 de la présente annexe pour les unités PER et selon le § 6.5 de l'annexe VI au présent arrêté pour les unités PEN, en MJ, dans la mesure où ils sont couverts par l'appareil de production j conformément au § 10.3.2 de la présente annexe (pour les unités PER) ou au § 7.6 de l'annexe VI au présent arrêté (pour les unités PEN) ;
$Q_{\text{water, other } k, \text{gross, m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un autre point de puisage k d'eau chaude, déterminés selon le § 6.5 de l'annexe VI au présent arrêté, en MJ, dans la mesure où ils sont couverts par l'appareil de production j conformément au § 7.6 de l'annexe VI au présent arrêté ;
$Q_{\text{hum, net, l, m}}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification d'un humidificateur l, déterminés selon le § 5.10 de l'annexe VI au présent arrêté, en MJ, dans la mesure où ils sont couverts par l'appareil de production j conformément au § 7.2.1 de l'annexe VI au présent arrêté ;
$Q_{\text{cool, gross, sec } n, m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique n desservi par la machine frigorifique à entraînement thermique, déterminés selon le § 6.2 de l'annexe VI au présent arrêté, en MJ, dans la mesure où ils sont couverts par la machine frigorifique à entraînement thermique o conformément au § 7.2.2 de l'annexe VI au présent arrêté et dans la mesure où la chaleur est fournie à la machine frigorifique à entraînement thermique o par l'appareil de production j conformément au § 7.2.1 de l'annexe VI au présent arrêté ;
$EER_{\text{nom, o}}$	le coefficient de performance (Energy Efficiency Ratio) de la machine frigorifique à entraînement thermique o, déterminé conformément au § 7.5.2 de l'annexe VI au présent arrêté, (-) ;
$P_{\text{throttle/fans, gen, j}}$	la puissance nominale de l'appareil de production j, en kW.

Il faut faire la somme sur :

- tous les secteurs énergétiques i (de l'unité PER correspondante ou d'autres unités PER ou PEN) desservis par l'appareil de production j ;
- toutes les douches ou baignoires k (de l'unité PER correspondante ou d'autres unités PER ou PEN) desservies par l'appareil de production j ;
- tous les éviers de cuisine k (de l'unité PER correspondante ou d'autres unités PER ou PEN) desservis par l'appareil de production j ;
- tous les autres points de puisage k (des unités PEN) desservis par l'appareil de production j ;
- tous les humidificateurs l (des unités PEN) desservis par l'appareil de production j ;
- tous les secteurs énergétiques n (des unités PEN) desservis par la machine frigorifique à entraînement thermique o et sur toutes les machines frigorifiques à entraînement thermique o desservies par l'appareil de production j.

11.1.3 Consommation d'énergie auxiliaire d'un système d'énergie solaire thermique

Pour déterminer la consommation d'énergie auxiliaire d'un système d'énergie solaire thermique, seule la consommation de la (des) pompe(s) du capteur est considérée. Si aucun système d'énergie solaire thermique ne dessert l'unité PER ou PEN ou si le système d'énergie solaire thermique n'est pas considéré, la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique est égale à zéro. Dans le cas contraire, on détermine la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique d'un système d'énergie solaire thermique desservant l'unité PER ou PEN comme suit :

$$W_{\text{aux,as,m}} = \left(\sum_k P_{\text{pumps,as,k}} \right) \cdot \frac{\left(\sum_j A_{\text{as,j}} \cdot I_{\text{as,m,shad,j}} \right)}{\sum_m \left(\sum_j A_{\text{as,j}} \cdot I_{\text{as,m,shad,j}} \right)} \cdot \frac{t_{\text{on,as,a}}}{3,6} \quad (\text{kWh})$$

Eq. 384

où :

$P_{\text{pumps,as,k}}$	la puissance installée de la pompe du capteur k , telle que déterminée ci-dessous, en W ;
$A_{\text{as,j}}$	la surface d'ouverture d'un module capteur j du système d'énergie solaire thermique, déterminée selon la norme NBN EN ISO 9488, en m^2 ;
$I_{\text{as,m,shad,j}}$	l'ensoleillement du module capteur j pour le mois considéré, compte tenu de l'ombrage, déterminé selon l'Annexe C du présent texte, en MJ/m^2 ;
$t_{\text{on,as,a}}$	le temps en mode « Marche » annuel de la (des) pompe(s) du capteur, conventionnellement fixé à 7,2 Ms (2000 heures).

Il faut faire la somme sur tous les mois de l'année et sur tous les circulateurs k ainsi que sur tous les modules capteurs j du système d'énergie solaire thermique.

Si le système d'énergie solaire thermique dessert plusieurs unités PER et/ou PEN, il convient de répartir la puissance de la (des) pompe(s) ($P_{\text{pumps,as,k}}$) proportionnellement entre ces unités PER et/ou PEN sur la base de la demande brute de chaleur des unités respectives auxquelles le système contribue.

On détermine la puissance installée de la pompe du capteur k comme suit :

- pour les pompes à rotor noyé : la puissance électrique moyenne mesurée à 100 % du débit, dénommée $P_{L,100\%}$, selon le règlement (UE) n° 641/2009 ;
- pour les pompes à moteur ventilé dont le moteur électrique est séparé du rotor : la puissance électrique maximale que le moteur électrique peut absorber en service continu, déterminée selon la norme NBN EN 60034-1 pour « duty type S1 ».

Alternativement, la puissance de la (des) pompe(s) peut être déterminée comme suit :

$$\sum_k P_{\text{pumps,as,k}} = 25 + 2 \cdot \sum_j A_{\text{as,j}} \quad (\text{W})$$

Eq. 385

où :

$A_{as,j}$ la surface d'ouverture d'un module capteur j du système d'énergie solaire thermique, déterminée selon la norme NBN EN ISO 9488, en m^2 .

Il faut faire la somme sur tous les modules capteurs j du système d'énergie solaire thermique.

11.2 Consommation mensuelle d'électricité des ventilateurs

11.2.1 Principe

Pour le calcul de la consommation mensuelle d'électricité des ventilateurs, on tient compte des ventilateurs présents dans les systèmes mécaniques de ventilation hygiénique et/ou dans les systèmes de chauffage par air, à l'exception des ventilateurs d'extraction dans un système A ou B qui sont conformes à la remarque « 3) » du § 4.3.1.3 de la norme NBN D50-001.

Par conséquent, les ventilateurs suivants ne sont pas pris en compte : les ventilateurs supplémentaires pour d'autres applications (par exemple, une hotte) et les ventilateurs pour la ventilation qui desservent uniquement des espaces sans exigence de ventilation hygiénique.

Pour le calcul de la consommation des ventilateurs, on a le choix entre un calcul simplifié (méthode 1 - voir le § 11.2.2) et un calcul détaillé (méthode 2 et méthode 3 - voir le § 11.2.3). Le choix de la méthode 1, 2 ou 3 s'effectue pour l'ensemble de l'unité PER.

Dans les chapitres qui suivent, le « mode ventilation » s'entend du fait que le ventilateur fonctionne uniquement pour la ventilation hygiénique et donc pour l'alimentation en air neuf (ou en air recyclé vers le séjour, le cas échéant) ou pour l'extraction de l'air vers l'extérieur. Le « mode chauffage » s'entend du fait que le ventilateur fonctionne dans le but de transporter de l'air chauffé ((partiellement) recyclé) vers les espaces desservis, en combinaison ou non avec une ventilation hygiénique.

11.2.2 Consommation mensuelle d'électricité des ventilateurs - calcul simplifié (méthode 1)

Si l'on opte pour le calcul simplifié, la consommation mensuelle totale d'électricité des ventilateurs de l'unité PER s'élève à :

$$\text{Eq. 261} \quad W_{aux,fans,m} = \sum_z W_{aux,fans,zonez,m} \quad (\text{kWh})$$

où :

$W_{aux,fans,zone z,m}$ la consommation mensuelle d'électricité des ventilateurs dans la zone de ventilation z , en kWh, telle que déterminée ci-dessous.

Il faut faire la somme sur toutes les zones de ventilation de l'unité PER.

La consommation mensuelle d'électricité des ventilateurs est déterminée par zone de ventilation comme suit :

$$\text{Eq. 262} \quad W_{\text{aux,fans,zonez,m}} = t_m \cdot \left(\begin{array}{l} f_{\text{vent,zonez,m}} \cdot \Phi_{\text{fans,vent,zonez}} \\ + f_{\text{heat,zonez,m}} \cdot \Phi_{\text{fans,heat,zonez}} \end{array} \right) / 3,6 \quad (\text{kWh})$$

où :

- t_m la longueur du mois considéré, en Ms, voir le Tableau [1] ;
- $f_{\text{vent,zone z,m}}$ la fraction mensuelle conventionnelle du temps pendant laquelle les ventilateurs de la zone de ventilation z fonctionnent en mode ventilation, déterminée selon le § 11.2.2.3, (-) ;
- $\Phi_{\text{fans,vent,zone z}}$ la valeur de calcul par défaut de la puissance électrique de tous les ventilateurs confondus de la zone de ventilation z en mode ventilation, déterminée selon le § 11.2.2.1, en W ;
- $f_{\text{heat,zone z,m}}$ la fraction mensuelle conventionnelle du temps pendant laquelle les ventilateurs de la zone de ventilation z fonctionnent en mode chauffage, déterminée selon le § 11.2.2.3, (-) ;
- $\Phi_{\text{fans,heat,zone z}}$ la valeur de calcul par défaut de la puissance électrique de tous les ventilateurs confondus de la zone de ventilation z en mode chauffage, déterminée selon le § 11.2.2.2, en W.

11.2.2.1 Valeur de calcul par défaut de la puissance électrique en mode ventilation

La puissance électrique de tous les ventilateurs confondus de la zone de ventilation z en mode ventilation est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 412 } \Phi_{\text{fans,vent,zone z}} = f_1 \cdot \left[0.3 + 0.75 \cdot e^{\left(\frac{-V_{\text{EPR}}}{500}\right)} \right] \cdot \sum V_{\text{sec } i} \quad (\text{W})$$

où :

f_1 un facteur de puissance spécifique, dérivé du Tableau [47], en W/(m³/h) ;

V_{EPR} le volume total de l'unité PER, déterminé selon le § 6, in m³ ;

$V_{\text{sec } i}$ le volume du secteur énergétique i, en m³.

Il faut faire la somme sur le volume de tous les secteurs énergétiques i de la zone de ventilation considérée.

Tableau [47] : Valeurs par défaut du facteur de puissance spécifique en mode ventilation

Type de système de ventilation	Facteur de puissance spécifique f_1 (W/(m ³ /h))
Alimentation naturelle et évacuation naturelle	0
Mécanique simple flux par insufflation ou extraction	0,37
Mécanique double flux	0,95
Mécanique simple flux par extraction avec utilisation de l'air rejeté comme source de chaleur pour une pompe à chaleur	0,44
Mécanique double flux avec utilisation de l'air rejeté comme source de chaleur pour une pompe à chaleur	1,12

11.2.2.2 Valeur de calcul par défaut de la puissance électrique en mode chauffage

On prend comme valeur de calcul de la puissance électrique de tous les ventilateurs confondus de la zone de ventilation z en mode chauffage les valeurs du Tableau [48].

Tableau [48] : Valeurs de calcul par défaut de la puissance électrique en mode chauffage ($V_{\text{sec } i}$: volume du secteur énergétique i)

Installation	Type de régulation du ventilateur	Puissance $\Phi_{\text{fans,heat,zone } z}$ (W)
Pas de chauffage par air	sans objet	0
Chauffage par air	Pas de régulation ou régulation non automatique	$1,56 \cdot \Sigma V_{\text{sec } i}$
	Régulation automatique	$1,05 \cdot \Sigma V_{\text{sec } i}$

Il convient de faire chaque fois la somme sur le volume de tous les secteurs énergétiques i de la zone de ventilation considérée.

11.2.2.3 Détermination des fractions mensuelles conventionnelles de temps pendant lesquelles les ventilateurs fonctionnent en mode ventilation ou en mode chauffage

La fraction mensuelle conventionnelle du temps pendant laquelle les ventilateurs de la zone de ventilation z fonctionnent en mode ventilation ou en mode chauffage est donnée par :

- si, dans la zone de ventilation z, sont seuls installés des ventilateurs servant uniquement au chauffage par air et n'assurant pas la ventilation hygiénique, on a alors pour tous les mois :
 - $f_{\text{vent,zone } z,m} = 0$
 - $f_{\text{heat,zone } z,m}$ tel que déterminé par l'Eq. 264
- si, dans la zone de ventilation z, sont seuls installés des ventilateurs servant uniquement à la ventilation hygiénique et n'assurant pas le chauffage par air, on a alors pour tous les mois :
 - $f_{\text{vent,zone } z,m} = 1$
 - $f_{\text{heat,zone } z,m} = 0$
- si, dans la zone de ventilation z, sont installés aussi bien des ventilateurs servant à la ventilation hygiénique que des ventilateurs assurant le chauffage par air (ou si des ventilateurs assurant les deux fonctions sont installés), on a alors pour chaque mois m :

$$\text{Eq. 263 } f_{\text{vent,zone } z,m} = 1 - f_{\text{heat,zone } z,m} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 264 } f_{\text{heat,zone } z,m} = \min \left[1; \sum_i Q_{\text{heat,gross,sec } i,m} / (1000 \cdot P_{\text{nom,zone } z} \cdot t_m) \right] \quad (-)$$

où :

$Q_{\text{heat,gross,sec } i,m}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i, déterminés selon le § 9.2.1, en MJ ;

$P_{\text{nom, zone } z}$ la somme des puissances nominales des unités de production d'air chaud desservant la zone de ventilation z , en kW ;

t_m la longueur du mois considéré, en Ms, voir le Tableau [1].

Il convient de faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i de la zone de ventilation z .

11.2.3 Consommation mensuelle d'électricité des ventilateurs - calcul détaillé

Si l'on opte pour le calcul détaillé, la consommation mensuelle totale d'électricité des ventilateurs de l'unité PER s'élève à :

$$\text{Eq. 265} \quad W_{\text{aux, fans, m}} = \sum_j W_{\text{aux, fans, m, j}} \quad (\text{kWh})$$

où :

$W_{\text{aux, fans, m, j}}$ la consommation mensuelle d'électricité du (groupe) ventilateur j , en kWh, telle que déterminée ci-dessous.

Il convient de faire la somme sur tous les (groupes) ventilateurs j qui contribuent à la ventilation hygiénique de l'unité PER (alimentation et/ou évacuation et/ou recyclage) et tous les ventilateurs servant au chauffage par air (en combinaison ou non avec une ventilation hygiénique).

On détermine la consommation mensuelle d'électricité d'un (groupe) ventilateur j comme suit :

$$\text{Eq. 266} \quad W_{\text{aux, fans, m, j}} = t_m \cdot (f_{\text{vent, m, j}} \cdot \Phi_{\text{fans, vent, j}} + f_{\text{heat, m, j}} \cdot \Phi_{\text{fans, heat, j}}) / 3,6 \quad (\text{kWh})$$

où :

t_m la longueur du mois considéré, en Ms, voir le Tableau [1] ;

$f_{\text{vent, m, j}}$ la fraction mensuelle conventionnelle du temps pendant laquelle le (groupe) ventilateur j fonctionne en mode ventilation, déterminée selon le § 11.2.3.3, (-) ;

$\Phi_{\text{fans, vent, j}}$ la valeur de calcul de la puissance électrique du (groupe) ventilateur j en mode ventilation, déterminée selon le § 11.2.3.1, en W ;

$f_{\text{heat, m, j}}$ la fraction mensuelle conventionnelle du temps pendant laquelle le (groupe) ventilateur j fonctionne en mode chauffage, déterminée selon le § 11.2.3.3, (-) ;

$\Phi_{\text{fans, heat, j}}$ la valeur de calcul de la puissance électrique du (groupe) ventilateur j en mode chauffage, déterminée selon le § 11.2.3.2, en W.

11.2.3.1 Valeur de calcul de la puissance électrique en mode ventilation - calcul détaillé

La valeur de calcul de la puissance électrique en mode ventilation est déterminée, au choix, selon l'une des options suivantes :

- Option « méthode 2 » : détermination de la valeur de calcul pour un point de fonctionnement représentatif sur la base de la puissance électrique installée (§ 11.2.3.1.1) ;

- Option « méthode 3 »: détermination de la valeur de calcul pour un point de fonctionnement représentatif sur la base de la puissance électrique mesurée en position nominale (§ 11.2.3.1.2).

Si un (groupe) ventilateur dessert plusieurs unités PEB (PER ou EPN) (par exemple, dans le cas d'un système centralisé pour plusieurs appartements), la valeur de calcul de la puissance électrique est déterminée en multipliant :

- la valeur de calcul totale telle que déterminée ci-dessus
- par le rapport entre le maximum des débits exigés de l'unité PER considérée et la somme des maximum des débits exigés de toutes les zones de ventilation desservies par le ventilateur¹⁶.

Si un (groupe) ventilateur assure également l'alimentation et/ou l'évacuation dans des locaux sans exigence de ventilation hygiénique, aucune réduction (supplémentaire) ne peut être prise en compte pour ces locaux.

11.2.3.1.1 Option « méthode 2 » : détermination de la valeur de calcul sur la base de la puissance électrique installée

La valeur de calcul est déterminée simultanément pour tous les (groupes) ventilateurs qui desservent ensemble une zone de ventilation.

Si un (groupe) ventilateur dessert plusieurs zones de ventilation et/ou unités PEB (PER ou EPN), la valeur de calcul est déterminée simultanément pour tous les ventilateurs qui desservent les zones de ventilation et/ou unités PEB concernées.

La méthode consiste en deux étapes :

Étape 1: détermination du rapport de débit entre le point de fonctionnement représentatif et la position nominale

On détermine le rapport de débit $\beta_{\dot{V}}$ comme décrit au § 11.2.3.1.3.

Étape 2: détermination de la puissance électrique pour le point de fonctionnement représentatif

On détermine la puissance électrique en mode ventilation de chaque (groupe) ventilateur j pour le point de fonctionnement représentatif comme suit :

$$\text{Eq. 267} \quad \Phi_{\text{fans,vent},j} = f_{\text{ctrl},j} \cdot P_{\text{fans,max},j} \quad (\text{W})$$

où :

$f_{\text{ctrl},j}$ un facteur de réduction qui prend en compte le type de régulation du débit du (groupe) ventilateur j , y compris la régulation à la demande, déterminé selon le § 11.2.3.1.4, (-) ;

$P_{\text{fans,max},j}$ la puissance électrique maximale du moteur électrique ou de la combinaison moteur électrique-ventilateur du (groupe) ventilateur j , en W.

En ce qui concerne la définition de la puissance électrique maximale, on se reportera au § 2.

¹⁶ Si le ventilateur dessert également des destinations non résidentielles, il convient de considérer le débit de conception au lieu du maximum des débits exigés.

11.2.3.1.2 Option « méthode 3 »: détermination de la valeur de calcul sur la base de la puissance électrique mesurée en position nominale

La valeur de calcul est déterminée simultanément pour tous les (groupes) ventilateurs qui desservent ensemble une zone de ventilation.

Si un (groupe) ventilateur dessert plusieurs zones de ventilation ou unités PEB (PER ou EPN), la valeur de calcul est déterminée simultanément pour tous les ventilateurs qui desservent les zones de ventilation ou unités PEB concernées.

La méthode consiste en trois étapes éventuellement assorties de conditions :

Étape 1: mise en position nominale et mesure des débits et de la puissance électrique absorbée

Tous les ventilateurs sont placés en position nominale. Dans tous les espaces desservis par les ventilateurs, on mesure ensuite le débit d'air neuf amené mécaniquement $\dot{V}_{\text{mech. supply, r m r}}$ (pour les séjours, le cas échéant, y compris le débit de recyclage) et/ou le débit évacué mécaniquement vers l'extérieur $\dot{V}_{\text{mech. extr, r m r}}$. Pour chaque (groupe) ventilateur, on mesure ensuite la puissance électrique absorbée $P_{\text{fans, nom, j}}$ in situ, selon des règles préalablement définies par le ministre.

Pour chaque espace r dans lequel un débit d'alimentation mécanique est assuré par le(s) (groupe(s)) ventilateur(s), on doit avoir :

$$\text{Eq. 268} \quad \dot{V}_{\text{mech. supply, r m r}} \geq \dot{V}_{\text{req, supply, r m r}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

Pour chaque espace r dans lequel un débit d'évacuation mécanique est assuré par le(s) (groupe(s)) ventilateur(s), on doit avoir :

$$\text{Eq. 269} \quad \dot{V}_{\text{mech. extr, r m r}} \geq \dot{V}_{\text{req, extr, r m r}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

où :

$\dot{V}_{\text{req, supply, r m r}}$ le débit d'alimentation en air neuf exigé dans l'espace r, en m^3/h ;

$\dot{V}_{\text{req, extr, r m r}}$ le débit d'évacuation vers l'extérieur exigé de l'espace r, en m^3/h ;

$\dot{V}_{\text{mech. supply, r m r}}$ le débit d'alimentation mécanique en air neuf dans l'espace r, tel que mesuré à l'étape 1 du § 11.2.3.1.2, pour les séjours, le cas échéant, y compris le débit de recyclage, en m^3/h ;

$\dot{V}_{\text{mech. extr, r m r}}$ le débit d'évacuation mécanique vers l'extérieur de l'espace r, tel que mesuré à l'étape 1 du § 11.2.3.1.2, en m^3/h .

Si ces conditions ne sont pas remplies, il faut choisir l'option « méthode 2 » ou la méthode 1 (calcul simplifié).

Étape 2: détermination du rapport de débit entre le point de fonctionnement représentatif et la position nominale

On détermine le rapport de débit $\beta_{\dot{V}}$ comme décrit au § 11.2.3.1.3.

Le rapport de débit $\beta_{\dot{V}}$ doit être inférieur ou égal à 1. Si cette condition n'est pas remplie, il faut choisir l'option « méthode 2 » ou la méthode 1 (calcul simplifié).

Étape 3: détermination de la puissance électrique pour le point de fonctionnement représentatif

On détermine la puissance électrique en mode ventilation de chaque (groupe) ventilateur j pour le point de fonctionnement représentatif comme suit :

$$\text{Eq. 270} \quad \Phi_{\text{fans,vent},j} = f_{\text{ctrl},j} \cdot P_{\text{fans,nom},j} \quad (\text{W})$$

où :

$f_{\text{ctrl},j}$ un facteur de réduction qui prend en compte le type de régulation du débit du (groupe) ventilateur j , y compris la régulation à la demande, déterminé selon le § 11.2.3.1.4, (-) ;

$P_{\text{fans,nom},j}$ la puissance électrique absorbée du (groupe) ventilateur j mesurée en position nominale, telle que déterminée à l'étape 1, en W.

11.2.3.1.3 Détermination du rapport de débit entre le point de fonctionnement représentatif et la position nominale

On détermine le rapport de débit $\beta_{\dot{V}}$ comme suit :

- si on choisit l'option « méthode 2 » :
 - dans le cas d'un système de ventilation B :

$$\text{Eq. 271} \quad \beta_{\dot{V}} = \min \left(1; 0,65 \cdot \frac{\sum_z \dot{V}_{\text{req,zonez}}}{\sum_r \dot{V}_{\text{req,supply,rnr}}} \right) \quad (-)$$

- dans le cas d'un système de ventilation C :

$$\text{Eq. 272} \quad \beta_{\dot{V}} = \min \left(1; 0,65 \cdot \frac{\sum_z \dot{V}_{\text{req,zonez}}}{\sum_r \dot{V}_{\text{req,extr,rnr}}} \right) \quad (-)$$

- dans le cas d'un système de ventilation D :

$$\text{Eq. 442} \quad \beta_{\dot{V}} = 0,65 \quad (-)$$

- si on choisit l'option « méthode 3 » :
 - dans le cas d'un système de ventilation B :

$$\text{Eq. 274} \quad \beta_{\dot{V}} = \max \left[0,65; 0,65 \cdot \frac{\sum_z \dot{V}_{\text{req,zonez}}}{\sum_r \dot{V}_{\text{mech.supply,rmr}}} \right] \quad (-)$$

- dans le cas d'un système de ventilation C :

$$\text{Eq. 275} \quad \beta_{\dot{V}} = \max \left[0,65; 0,65 \cdot \frac{\sum_z \dot{V}_{\text{req,zonez}}}{\sum_r \dot{V}_{\text{mech.extr,rmr}}} \right] \quad (-)$$

- dans le cas d'un système de ventilation D :

$$\text{Eq. 443} \quad \beta_{\dot{V}} = 0,65 \quad (-)$$

où :

$\dot{V}_{\text{req,zonez}}$ le maximum des débits exigés de la zone de ventilation z , tel que déterminé ci-dessous, en m^3/h ;

$\dot{V}_{\text{req,supply,rmr}}$ le débit d'alimentation en air neuf exigé dans l'espace r , en m^3/h ;

$\dot{V}_{\text{req,extr,rmr}}$ le débit d'évacuation vers l'extérieur exigé de l'espace r , en m^3/h ;

$\dot{V}_{\text{mech.supply,rmr}}$ le débit d'alimentation mécanique en air neuf dans l'espace r , tel que mesuré à l'étape 1 du § 11.2.3.1.2, pour les séjours, le cas échéant, y compris le débit de recyclage, en m^3/h ;

$\dot{V}_{\text{mech,extr,rmr}}$ le débit d'évacuation mécanique vers l'extérieur de l'espace r , tel que mesuré à l'étape 1 du § 11.2.3.1.2, en m^3/h .

Il faut faire la somme sur tous les espaces r et toutes les zones de ventilation z et/ou unités PEB (PER ou EPN) desservis par le (groupe) ventilateur.

On détermine le maximum des débits exigés de la zone de ventilation z comme suit :

$$\text{Eq. 277} \quad \dot{V}_{\text{req,zonez}} = \max \left(\sum_r \dot{V}_{\text{req,supply,rmr}} ; \sum_r \dot{V}_{\text{req,extr,rmr}} \right) \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

où :

$\dot{V}_{\text{req,supply,rmr}}$ le débit d'alimentation en air neuf exigé dans l'espace r , en m^3/h ;

$\dot{V}_{\text{req,extr,rmr}}$ le débit d'évacuation vers l'extérieur exigé de l'espace r , en m^3/h .

Il faut faire la somme sur tous les espaces de la zone de ventilation z .

11.2.3.1.4 *Facteur de réduction pour le type de régulation du débit (et la régulation à la demande)*

Le facteur $f_{ctrl,j}$ qui prend en compte le type de régulation du débit du (groupe) ventilateur j , y compris la régulation à la demande, est déterminé en fonction de la stratégie de régulation du système de ventilation et du type de réglage de la vitesse du ventilateur, tel que spécifié au Tableau [33].

Si le facteur de réduction $f_{ctrl,j}$ est déterminé pour un groupe ventilateur j qui comprend plusieurs ventilateurs, il est possible que la stratégie de régulation du système de ventilation et/ou le type de réglage de la vitesse du ventilateur diffèrent or les différents ventilateurs. Dans ce cas, le facteur de réduction $f_{ctrl,j}$ du groupe ventilateur j est le plus élevé des différents facteurs de réduction $f_{ctrl,j}$, déterminés séparément pour chacun des ventilateurs de ce groupe ventilateur.

Tableau [33] : Formules de calcul de $f_{ctrl,j}$ pour les différentes configurations

Stratégie de régulation du système de ventilation Type de réglage de la vitesse du ventilateur	Réglage de la vitesse et pression variable	Réglage de la vitesse et pression constante	étrangle ment et autres types
Moteur EC avec régulation de la commutation Ou Moteur AC asynchrone avec régulation de la fréquence	$0.2 + 0.8 \cdot (f_{reduc} \cdot \beta_{\dot{v}})^3$	$0.4 + 0.6 \cdot (f_{reduc} \cdot \beta_{\dot{v}})^2$	1
Moteur AC avec régulation de la tension (via transformateur ou semi-conducteurs)	$0.4 + 0.6 \cdot (f_{reduc} \cdot \beta_{\dot{v}})^3$	$0.4 + 0.6 \cdot (f_{reduc} \cdot \beta_{\dot{v}})^2$	1
Autres types de régulation du moteur ou du ventilateur	1	1	1

où :

Eq. 278 $f_{reduc} = f_{reduc,vent,heat,zonez}$ (-)

et où :

$\beta_{\dot{v}}$

le rapport de débit entre le point de fonctionnement représentatif et la position nominale, tel que déterminé au § 11.2.3.1.3, (-) ;

f_{reduc}

un facteur de réduction pour la ventilation dans le secteur énergétique i pour la consommation mensuelle d'électricité des ventilateurs, (-) ;

$f_{reduc,vent,heat,zonez}$

un facteur de réduction pour la ventilation dans le secteur énergétique i pour les calculs de chauffage, tel que déterminé au § 7.8.6, (-) ;

Pour relever de la stratégie de régulation « réglage de la vitesse et pression variable », les conditions suivantes doivent être remplies :

- en cas de seul réglage de la vitesse :
 - le ventilateur j ne peut desservir qu'une seule unité PER ;
 - le réseau de conduits d'alimentation ou d'évacuation auquel appartient le ventilateur j ne peut être régulé que par un réglage de la vitesse du ventilateur j, sans aucun organe d'étranglement (manuel ou automatique) pour la régulation de ce réseau (locale, par zone, centralisée ou manuelle) ;
 - si la régulation s'effectue manuellement, le ventilateur j doit être réglable manuellement au moyen d'un bouton de réglage accessible, dans l'unité PER considérée, avec au moins 3 positions de réglage.
- en cas de réglage de la vitesse combiné à un étranglement :
 - le ventilateur j peut desservir plusieurs unités PER ;
 - le réseau de conduits d'alimentation ou d'évacuation auquel appartient le ventilateur j doit être pourvu de clapets automatiques pour une régulation locale, par zone ou centralisée de ce réseau :
 - si la régulation est locale, chaque espace desservi par le ventilateur j doit être pourvu d'un clapet automatique ;
 - si la régulation s'effectue par zone, chaque zone desservie par le ventilateur j doit être pourvue d'un clapet automatique ;
 - si la régulation est centralisée (uniquement si le ventilateur j dessert plusieurs unités PER), chaque unité PER desservie par le ventilateur j doit être pourvue d'un clapet automatique ;
 - la vitesse du ventilateur j et l'ouverture des différents clapets automatiques du réseau de conduits d'alimentation ou d'évacuation auquel appartient le ventilateur j doivent être régulées de manière combinée de sorte qu'au moins un clapet se trouve en permanence en position complètement ouverte.

Pour relever de la stratégie « réglage de la vitesse et pression constante », les conditions suivantes doivent être remplies :

- le ventilateur j doit être un ventilateur à régulation automatique qui délivre une pression constante ;
- le réseau de conduits d'alimentation ou d'évacuation auquel appartient le ventilateur j doit être pourvu de clapets pour une régulation locale, par zone, centralisée ou manuelle de ce réseau :
 - régulation locale ou par zone :
 - le ventilateur j peut desservir plusieurs unités PER ;
 - si la régulation est locale, chaque espace desservi par le ventilateur j doit être pourvu d'un clapet automatique ;
 - si la régulation s'effectue par zone, chaque zone desservie par le ventilateur j doit être pourvue d'un clapet automatique ;
 - régulation centralisée ou manuelle :
 - le ventilateur j doit desservir plusieurs unités PER ;
 - si la régulation est centralisée, chaque unité PER desservie par le ventilateur j doit être pourvue d'un clapet automatique ;
 - si la régulation s'effectue manuellement, chaque unité PER desservie par le ventilateur j doit être pourvue d'un clapet réglable manuellement au moyen d'un bouton de réglage accessible, dans l'unité PER considérée, avec au moins 3 positions de réglage.

11.2.3.2 Valeur de calcul de la puissance électrique en mode chauffage - calcul détaillé

On détermine la puissance électrique de chaque (groupe) ventilateur j en mode chauffage comme suit :

$$\text{Eq. 279} \quad \Phi_{\text{fans,heat},j} = P_{\text{fans,max},j} \quad (\text{W})$$

où :

$P_{\text{fans,max},j}$ la puissance électrique maximale du moteur électrique ou de la combinaison moteur électrique-ventilateur du (groupe) ventilateur j , en W.

En ce qui concerne la définition de la puissance électrique maximale, on se reportera au § 2.

Si un (groupe) ventilateur assure le chauffage par air de plusieurs unités PEB (PER ou EPN) (par exemple, dans le cas d'un système centralisé pour plusieurs appartements), la valeur de calcul de la puissance électrique est déterminée en multipliant :

- la valeur de calcul totale telle que déterminée ci-dessus
- par le rapport du débit de conception maximal de l'unité PER considérée et du débit de conception maximal du ventilateur.

11.2.3.3 Détermination des fractions mensuelles conventionnelles de temps pendant lesquelles les ventilateurs fonctionnent en mode ventilation ou en mode chauffage

La fraction mensuelle conventionnelle du temps pendant laquelle le ventilateur j fonctionnent en mode ventilation ou en mode chauffage est donnée par :

- si le ventilateur j sert uniquement au chauffage et n'assure pas la ventilation hygiénique, on a alors pour tous les mois :
 $f_{\text{vent},m,j} = 0$
 - $f_{\text{heat},m,j}$ tel que déterminé par l'Eq. 281
- si le ventilateur j sert uniquement à la ventilation hygiénique et n'assure pas le chauffage par air, on a alors pour tous les mois :
 - $f_{\text{vent},m,j} = 1$
 - $f_{\text{heat},m,j} = 0$
- si le ventilateur j assure aussi bien la ventilation hygiénique que le chauffage par air, on a alors pour chaque mois m :

$$\text{Eq. 280} \quad f_{\text{vent},m,j} = 1 - f_{\text{heat},m,j} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 281} \quad f_{\text{heat},m,j} = \min \left[1; \sum_i Q_{\text{heat,gross,sec } i,m} / (1000 \cdot P_{\text{nom},j} \cdot t_m) \right] \quad (-)$$

où :

$Q_{\text{heat,gross,sec } i,m}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i , déterminés selon le § 9.2.1, en MJ ;

$P_{nom,j}$	la puissance nominale de l'unité de production d'air chaud ¹⁷ , en kW ;
t_m	la longueur du mois considéré, en Ms, voir le Tableau [1].

Il convient de faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PER approvisionnés en chauffage par air par un ventilateur j .

Si un ventilateur j chauffe également des espaces en dehors de l'unité PER considérée, le numérateur (c.-à-d. les besoins mensuels bruts en énergie) est multiplié par le rapport entre le volume total chauffé au moyen du ventilateur j et la somme des volumes des secteurs énergétiques i au sein de l'unité PER considérée qui sont chauffés au moyen du ventilateur j .

11.3 Consommation mensuelle d'électricité pour le pré-refroidissement de l'air fourni

La consommation mensuelle d'électricité pour le pré-refroidissement de l'air fourni est donnée par :

$$\text{Eq. 124} \quad W_{aux,precool,m} = W_{soil/water,m} + W_{evap,m} \quad (\text{kWh})$$

où :

$W_{soil/water,m}$ la consommation mensuelle d'électricité de l'échangeur de chaleur sol-eau, telle que déterminée au § 11.3.1, en kWh ;

$W_{evap,m}$ la consommation mensuelle d'électricité pour le refroidissement par évaporation, telle que déterminée au § 11.3.2, en kWh.

Pour d'autres technologies, $W_{aux,precool,m}$ doit être déterminée selon des règles préalablement définies par le ministre.

¹⁷ Si 1 ventilateur dessert plusieurs appareils de production d'air chaud, il convient de prendre pour $P_{nom,j}$ la somme de la puissance nominale de tous les appareils.

11.3.1 Consommation d'électricité de l'échangeur de chaleur sol-eau

On détermine la consommation mensuelle d'électricité de l'échangeur de chaleur sol-eau au moyen de la formule ci-dessous.

$$\text{Eq. 125} \quad W_{\text{soil/water,m}} = \left[0,278 \cdot t_m \cdot w_{\text{soil/water,m}} \cdot \left(\frac{\dot{V}_W}{3600} \cdot f \cdot \frac{L_{\text{tube}}}{D_{\text{tube}}} \cdot 500 \cdot \left(\frac{\dot{V}_W}{3600 n_{\text{tube}} \frac{\pi}{4} D_{\text{tube}}^2} \right)^2 + 150 \cdot \frac{\sum_i \dot{V}_{\text{hyg,cool,sec } i}}{3600} \right) \right] \quad (\text{kWh})$$

où :

t_m la longueur du mois considéré, en Ms, voir le Tableau [1] ;
 $w_{\text{soil/water,m}}$ un facteur mensuel qui prend en compte le temps de fonctionnement de l'échangeur de chaleur sol-eau, déterminé selon le § B.3, (-) ;
 \dot{V}_W le débit d'eau à travers l'échangeur de chaleur sol-eau, en m³/h ;
 f un facteur de frottement :

$$\text{Eq. 126} \quad \text{si } Re < 2300 : \quad f = \frac{64}{Re}$$

dans tous les autres cas : $f = (1,58 \cdot \ln(Re) - 3,28)^{-2} \quad (-)$

où :

Re le nombre de Reynolds déterminé selon le § B.3, (-) ;
 D_{tube} le diamètre intérieur du conduit enterré, en m ;
 L_{tube} la longueur du conduit enterré, en m ;
 n_{tube} le nombre de conduits en parallèle, (-) ;
 $\dot{V}_{\text{hyg,cool,sec } i}$ le débit de ventilation hygiénique du secteur énergétique i , pour les calculs de refroidissement, tel que déterminé au § 7.8.5, en m³/h.

Il convient de faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i de la zone de ventilation z qui sont raccordés à l'échangeur de chaleur sol-eau.

11.3.2 Consommation d'électricité pour le refroidissement par évaporation

On détermine la consommation mensuelle d'électricité pour le refroidissement par évaporation au moyen de la formule ci-dessous.

$$\text{Eq. 127} \quad W_{\text{evap,m}} = 0,278 \cdot t_m \cdot 250 \cdot w_{\text{evap,m}} \cdot \frac{\sum_i \dot{V}_{\text{hyg,cool,sec } i}}{3600} \quad (\text{kWh})$$

où :

t_m la longueur du mois considéré, en Ms, voir le Tableau [1] ;

- $W_{\text{evap},m}$ un facteur mensuel qui prend en compte le temps de fonctionnement du refroidissement par évaporation, déterminé selon le § B.3.3, (-) ;
- $\dot{V}_{\text{hyg,cool,sec } i}$ le débit de ventilation hygiénique du secteur énergétique i , pour les calculs de refroidissement, tel que déterminé au § 7.8.5, en m^3/h .

Il convient de faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i de la zone de ventilation z qui sont raccordés au système de refroidissement par évaporation.

11.4 Consommation mensuelle d'électricité des systèmes de refroidissement par géo-cooling

La consommation mensuelle d'électricité des systèmes de refroidissement par géo-cooling est donnée par :

$$\text{Eq. 413 } \bar{W}_{\text{aux,cool,geo},m} = \sum_i \frac{f_{\text{cool,geo,sec } i,m} \cdot Q_{\text{cool,net,princ,sec } i,m}}{43,2} \quad (\text{kWh})$$

où :

- $Q_{\text{cool,net,princ,sec } i,m}$ les besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement du secteur énergétique i , déterminés selon le § 8.5, en MJ ;
- $f_{\text{cool,geo,sec } i,m}$ le rapport, sur une base mensuelle, entre l'énergie de refroidissement fournie au secteur énergétique i par un système de refroidissement par géo-cooling et les besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement du secteur énergétique i , déterminé selon le § 8.6, (-) ;
- 43,2 le produit de l'EER d'un système de refroidissement par géo-cooling (conventionnellement fixé à 12) et du facteur de conversion de MJ en kWh (3,6).

Il faut faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PER qui sont raccordés aux systèmes de refroidissement par géo-cooling.

12 Production mensuelle d'électricité des systèmes d'énergie solaire photovoltaïque sur site et des installations de cogénération sur site

12.1 Systèmes d'énergie solaire photovoltaïque

12.1.1 Principe

La production mensuelle d'électricité par un système d'énergie solaire photovoltaïque sur site est déterminée en multipliant l'ensoleillement mensuel incident du système par le rendement de conversion. Hormis la détermination de la production, la méthode de calcul est comparable à celle utilisée pour les systèmes d'énergie solaire thermique. Mais l'incidence de l'ombrage est plus importante. Dès que différentes parties du champ PV ont des orientations, des angles d'inclinaison ou un ombrage différents, il faut les calculer comme des systèmes différents.

Si le système d'énergie solaire photovoltaïque se situe sur un site comprenant uniquement une maison unifamiliale et des dépendances éventuelles, l'intégralité de la production du système (ou des systèmes) est attribuée à l'unité PER pour laquelle le niveau E est calculé.

Si le système d'énergie solaire photovoltaïque est commun à une ou plusieurs unités PEB (résidentielles ou non résidentielles) et/ou à des parties du bâtiment sur le site qui ne forment pas une unité PEB distincte (chauffée ou non), la production peut être répartie entre les différents volumes.

Seuls les systèmes d'énergie solaire photovoltaïque qui n'ont pas été déplacés d'un autre site vers le site de l'unité PEB considérée sont pris en considération.

Seuls les systèmes d'énergie solaire photovoltaïque qui ont été entièrement installés après la date du début des travaux sur le site sur lequel se trouve l'unité PEB considérée sont pris en considération. Les autres systèmes ne sont pas pris en considération.

12.1.2 Règle de calcul

La production mensuelle d'électricité du système d'énergie solaire photovoltaïque i , en kWh, est calculée comme suit :

$$\text{Eq. 128} \quad W_{pv,m,i} = \frac{P_{pv,i} \cdot RF_{pv,i} \cdot C_{pv,i} \cdot I_{s,m,i,shad}}{3600} \quad (\text{kWh})$$

où :

- $P_{pv,i}$ la puissance de crête du système photovoltaïque i , en W, pour un flux d'ensoleillement de 1000 W/m^2 , déterminée selon la norme NBN EN 60904-1 ou selon des normes telles que l'IEC61215 ou l'IEC61646 qui font explicitement référence à la série de normes IEC 60904 ;
- $RF_{pv,i}$ un facteur de réduction du système d'énergie solaire photovoltaïque, calculé selon le § 12.1.4, (-) ;
- $C_{pv,i}$ le facteur de correction pour l'ombrage, calculé selon le § 12.1.3 ;
- $I_{s,m,i,shad}$ l'ensoleillement du plan du système d'énergie solaire photovoltaïque i pour le mois considéré, compte tenu de l'ombrage, en MJ/m^2 , déterminé selon l'Bijlage C du présent texte.

12.1.3 Facteur de correction pour l'ombrage

On détermine le facteur de correction pour l'ombrage comme suit :

$$C_{pv,i} = \max\left(0 ; 1,26 \cdot \frac{I_{s,m,i,shad}}{I_{s,m,i,horshad}} - 0,26\right)$$

Eq. 129

(-)

où :

$I_{s,m,i,shad}$ l'ensoleillement du plan du système d'énergie solaire photovoltaïque i pour le mois considéré, compte tenu de l'ombrage des obstacles fixes, en MJ/m², déterminé selon l'AnnexeBijlage C du présent texte ;

$I_{s,m,i,horshad}$ l'ensoleillement du plan du système d'énergie solaire photovoltaïque i pour le mois considéré, compte tenu uniquement de l'horizon, en MJ/m², déterminé selon l'Bijlage C du présent texte. Les autres obstacles (saillies verticales et latérales équivalentes) ne sont donc pas pris en considération dans ce calcul.

Contrairement à la règle applicable aux parois transparentes et aux systèmes d'énergie solaire thermique, on ne peut pas prendre en compte les valeurs par défaut F_s telles que données à l'Bijlage C du présent texte. Un rendu détaillé de l'ombrage est toujours obligatoire pour les systèmes d'énergie solaire photovoltaïque.

(Si, hormis l'horizon, aucun obstacle supplémentaire n'apporte de l'ombrage, alors $I_{s,m,i,horshad} = I_{s,m,i,shad}$, $C_{pv,i} = 1$ et il n'y a donc pas de diminution de production.)

12.1.4 Facteur de réduction du système d'énergie solaire photovoltaïque

Le facteur de réduction du système d'énergie solaire photovoltaïque est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 427 } RF_{pv,i} = 0,78 + G_{tech,pv,i} + G_{TL,pv,i} + G_{inst,pv,i} \quad (-)$$

où :

$G_{tech,pv,i}$ le gain de performance lié au choix d'une technologie en couches minces, (-), indiqué au Tableau [40] ;

$G_{TL,pv,i}$ le gain de performance lié à l'absence d'isolation galvanique dans l'onduleur, (-), indiqué au Tableau [40] ;

$G_{inst,pv,i}$ le gain de performance lié au mode d'intégration aux éléments de l'enveloppe du bâtiment, (-), indiqué au Tableau [40].

Tableau [40] : Valeurs des paramètres pour le calcul du facteur de réduction du système d'énergie solaire photovoltaïque $RF_{pv,i}$

Paramètres	Caractéristiques :	Valeur (-)
$G_{tech,pv,i}$ (*)	Technologie mono- ou polycristalline	0,00
	Couches minces	0,02
$G_{TL,pv,i}$	Onduleur avec transformateur à isolation galvanique	0,00
	Onduleur avec transformateur sans isolation galvanique (**)	0,01

$G_{inst,pv,i}$	Panneaux photovoltaïques intégrés au bâti	0,00
	Panneaux photovoltaïques non intégrés au bâti	0,01
<p>(*) La technologie choisie applicable est indiquée sur la fiche technique des modules. (**) Transformerless (sans transformateur) « TL » est habituellement mentionné sur la fiche technique de l'onduleur (section « Topologie »).</p>		

12.2 Cogénération

12.2.1 Principe

Une installation de cogénération produit simultanément de la chaleur et de l'électricité. La consommation finale d'énergie (c.-à-d. La consommation de combustible) de l'installation de cogénération est calculée au § 10.2.2 et au § 10.3.2. Dans ce chapitre, on détermine la production d'électricité par l'installation de cogénération. Au paragraphe 13.8, elle est convertie en quantité d'énergie primaire épargnée.

12.2.2 Production d'électricité

On détermine la quantité d'électricité produite par une installation de cogénération sur site i comme suit :

$$\text{Eq. 130} \quad W_{\text{cogen},i,m} = \frac{\varepsilon_{\text{cogen},\text{elec}}}{3,6} \cdot Q_{\text{cogen},\text{final},i,m} \quad (\text{kWh})$$

où :

$\varepsilon_{\text{cogen},\text{elec}}$ le rendement de conversion électrique d'une installation de cogénération, tel que déterminé au § A.2 de l'annexe VI au présent arrêté, (-) ;

$Q_{\text{cogen},\text{final},i,m}$ la consommation finale mensuelle d'énergie d'une installation de cogénération i , telle que déterminée ci-dessous, en MJ.

On détermine la consommation finale mensuelle d'énergie d'une installation de cogénération i , correspondant à la quantité de chaleur utile que l'installation peut utilement fournir au bâtiment, comme suit :

$$\begin{aligned} \text{Eq. 131} \quad Q_{\text{cogen},\text{final},i,m} &= \sum_i f_{\text{heat},m,\text{pref}} \cdot (1 - f_{\text{as},\text{heat},\text{sec},i,m}) \cdot Q_{\text{heat},\text{gross},\text{sec},i,m} / \eta_{\text{gen},\text{heat},\text{cogen}} \\ &+ \sum_i f_{\text{water},\text{bath},i,m,\text{pref}} \cdot (1 - f_{\text{as},\text{water},\text{bath},i,m}) \cdot Q_{\text{water},\text{bath},i,\text{gross},m} / \eta_{\text{gen},\text{water},\text{bath},i,m,\text{cogen}} \\ &+ \sum_i f_{\text{water},\text{sink},i,m,\text{pref}} \cdot (1 - f_{\text{as},\text{water},\text{sink},i,m}) \cdot Q_{\text{water},\text{sink},i,\text{gross},m} / \eta_{\text{gen},\text{water},\text{sink},i,m,\text{cogen}} \end{aligned}$$

(MJ)

où :

$f_{\text{heat},m,\text{pref}}$ la part de l'installation de cogénération dans la fourniture de chaleur du secteur énergétique i , déterminée selon le § 10.2.2, (-) ;

$f_{as,m}$	la part des besoins de chaleur totaux qui est couverte par le système d'énergie solaire thermique, déterminée selon le § 10.4. Avec les indices « heat,sec i » pour les besoins de chaleur du secteur énergétique i et « water,bath i » et « water,sink i » pour la préparation d'eau chaude sanitaire d'une douche ou baignoire i et d'un évier de cuisine i respectivement(-) ;
$Q_{heat,gross,seci,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i, déterminés selon le § 9.2.1, en MJ ;
$\eta_{gen,heat,cogen}$	le rendement de production mensuel de l'installation de cogénération, déterminé selon le § 10.2.3, (-) ;
$f_{water,bath i,m,pref}$	la part de l'installation de cogénération dans la fourniture de chaleur pour la préparation d'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou baignoire i, déterminée selon le § 10.3.2 ;
$Q_{water,bath i,gross,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou baignoire i, déterminés selon le § 9.3.1, en MJ ;
$\eta_{gen,water,bath i,m,cogen}$	le rendement de production mensuel de l'installation de cogénération pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou baignoire i, déterminé selon le § 10.3.3, (-) ;
$f_{water,sink i,m,pref}$	la part de l'installation de cogénération dans la fourniture de chaleur pour la préparation d'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine i, déterminée selon le § 10.3.2 ;
$Q_{water,sink i,gross,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine i, déterminés selon le § 9.3.1, en MJ ;
$\eta_{gen,water,sink i,m,cogen}$	le rendement de production mensuel de l'installation de cogénération pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine i, déterminé selon le § 10.3.3, (-).

Il convient de faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PER chauffés par l'installation de cogénération i et sur l'ensemble des douches, baignoires et éviers de cuisine i de l'unité PER auxquels l'installation de cogénération i fournit de la chaleur pour la préparation d'eau chaude sanitaire.

13 Consommation d'énergie primaire

13.1 Préambule

La passage de la consommation finale d'énergie à la consommation d'énergie primaire introduit les facteurs de conversion pour l'énergie primaire dans le bilan énergétique. Tous les termes partiels sont ensuite additionnés pour obtenir la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire. En ce qui concerne l'électricité produite par des installations photovoltaïques ou de cogénération sur site, un bonus correspondant à l'économie de combustible dans les centrales électriques est pris en compte.

13.2 La consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire

On détermine la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire de l'unité PER comme suit :

$$E_{\text{char ann prim en cons}} = \sum_{m=1}^{12} \left(E_{p,\text{heat},m} + E_{p,\text{water},m} + E_{p,\text{aux},m} + E_{p,\text{cool},m} - E_{p,\text{pv},m} - E_{p,\text{cogen},m} \right) \quad (\text{MJ})$$

Eq. 132

où :

$E_{p,\text{heat},m}$	la consommation mensuelle d'énergie primaire pour le chauffage des locaux, en MJ, déterminée selon le § 13.3 ;
$E_{p,\text{water},m}$	la consommation mensuelle d'énergie primaire pour la préparation d'eau chaude sanitaire, en MJ, déterminée selon le § 13.4 ;
$E_{p,\text{aux},m}$	la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire primaire, en MJ, déterminée selon le § 13.5 ;
$E_{p,\text{cool},m}$	la consommation mensuelle équivalente d'énergie primaire pour le refroidissement, en MJ, déterminée selon le § 13.6 ;
$E_{p,\text{pv},m}$	l'économie mensuelle d'énergie primaire résultant de la production d'électricité de systèmes d'énergie solaire photovoltaïque, en MJ, déterminée selon le § 13.7 ;
$E_{p,\text{cogen},m}$	l'économie mensuelle d'énergie primaire résultant de la production d'électricité d'installations de cogénération sur site, en MJ, déterminée selon le § 13.8.

13.3 La consommation d'énergie primaire pour le chauffage des locaux

On détermine la consommation mensuelle d'énergie primaire de l'unité PER pour le chauffage des locaux comme suit :

$$E_{p,\text{heat},m} = \sum_i \left(f_{p,\text{pref}} \cdot Q_{\text{heat,final,sec } i,m,\text{pref}} + \sum_k (f_{p,\text{npref } k} \cdot Q_{\text{heat,final,sec } i,m,\text{npref } k}) \right) \quad (\text{MJ})$$

Eq. 386

où :

$f_{p,\text{pref}}$	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire du vecteur d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s), tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$f_{p,\text{npref } k}$	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire du vecteur d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;

$Q_{\text{heat,final,sec } i,m,\text{pref}}$ la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i , à l'exception de l'énergie auxiliaire, déterminée selon le § 10.2.2, en MJ ;

$Q_{\text{heat,final,sec } i,m,\text{npref } k}$ la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i , à l'exception de l'énergie auxiliaire, déterminée selon le § 10.2.2, en MJ.

Pour la détermination du facteur de conversion conventionnel en énergie primaire, on distingue deux cas de figure :

- en cas de raccordement à un système de fourniture de chaleur externe : $f_p = f_{p,dh,m}$ le facteur mensuel équivalent d'énergie primaire de ce système, à déterminer de façon détaillée selon des règles définies par le ministre et, à défaut, égal à 2,0, (-) ;
- dans les autres cas : le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire du vecteur d'énergie de l'appareil de production considéré, tel qu'établi dans le texte principal du présent arrêté, (-).

Il faut faire la somme sur tous les producteurs de chaleur non préférentiels k et sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PER.

13.4 La consommation d'énergie primaire pour la préparation d'eau chaude sanitaire

On détermine la consommation mensuelle d'énergie primaire de l'unité PER pour la préparation d'eau chaude sanitaire comme suit :

$$E_{p,\text{water},m} = \sum_i \left(f_{p,\text{pref}} \cdot Q_{\text{water,bath } i,\text{final},m,\text{pref}} + \sum_k \left(f_{p,\text{npref } k} \cdot Q_{\text{water,bath } i,\text{final},m,\text{npref } k} \right) \right) + \sum_i \left(f_{p,\text{pref}} \cdot Q_{\text{water,sink } i,\text{final},m,\text{pref}} + \sum_k \left(f_{p,\text{npref } k} \cdot Q_{\text{water,sink } i,\text{final},m,\text{npref } k} \right) \right)$$

Eq. 387

(MJ)

où :

$f_{p,\text{pref}}$ le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire du vecteur d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s), tel que déterminé selon le § 13.3, (-) ;

$f_{p,\text{npref } k}$ le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire du vecteur d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k , tel que déterminé selon le § 13.3, (-) ;

$Q_{\text{water,bath } i,\text{final},m,\text{pref}}$ la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou baignoire i , déterminée selon le § 10.3.2, en MJ ;

$Q_{\text{water,bath } i,\text{final},m,\text{npref } k}$ la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou baignoire i , déterminée selon le § 10.3.2, en MJ ;

$Q_{\text{water,sink } i,\text{final},m,\text{pref}}$ la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine i , déterminée selon le § 10.3.2, en MJ ;

$Q_{\text{water, sink } i, \text{ final, m, npref } k}$ la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine i , déterminée selon le § 10.3.2, en MJ.

Il faut faire la somme sur tous les producteurs de chaleur non préférentiels k et sur toutes les douches et baignoires i et tous les éviers de cuisine i de l'unité PER.

13.5 La consommation d'énergie primaire des auxiliaires

On détermine la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire primaire, $E_{p, \text{ aux, m}}$, comme suit :

$$\text{Eq. 414 } E_{p, \text{ aux, m}} = f_p \cdot 3,6 \cdot (W_{\text{aux, fans, m}} + W_{\text{aux, dis, m}} + W_{\text{aux, gen, m}} + W_{\text{aux, as, m}} + W_{\text{aux, precool, m}} + W_{\text{aux, cool, geo, m}})$$

(MJ)

où :

f_p	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire du vecteur d'énergie concerné, tel qu'établi dans le texte principal du présent arrêté, (-) ;
$W_{\text{aux, fans, m}}$	la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique pour les ventilateurs de l'unité PER, déterminée selon le § 11.2, en kWh ;
$W_{\text{aux, dis, m}}$	la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique des circulateurs pour la distribution dans l'unité PER, déterminée selon le § 11.1.1, en kWh ;
$W_{\text{aux, gen, m}}$	la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique pour la production dans l'unité PER, déterminée selon le § 11.1.2, en kWh ;
$W_{\text{aux, as, m}}$	la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique d'un système d'énergie solaire thermique desservant l'unité PER, déterminée selon le § 11.1.3, en kWh ;
$W_{\text{aux, precool, m}}$	la consommation mensuelle d'électricité pour le pré-refroidissement de l'air fourni, déterminée selon le § 11.3, en kWh ;
$W_{\text{aux, cool, geo, m}}$	la consommation mensuelle d'électricité des systèmes de refroidissement par géo-cooling, déterminée selon le § 11.4, en kWh.

13.6 La consommation équivalente d'énergie primaire pour le refroidissement

On détermine la consommation mensuelle équivalente d'énergie primaire pour le refroidissement comme suit :

$$\text{Eq. 136} \quad E_{p,\text{cool},m} = \sum_i (f_p \cdot 3,6 \cdot Q_{\text{cool},\text{final},\text{sec } i,m}) \quad (\text{MJ})$$

où :

f_p le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire pour l'électricité, tel qu'établi dans le texte principal du présent arrêté, (-) ;

$Q_{\text{cool},\text{final},\text{sec } i,m}$ la consommation finale mensuelle équivalente d'énergie pour le refroidissement, déterminée selon le § 10.5, en kWh.

Il convient de faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i .

13.7 L'économie d'énergie primaire résultant de la production d'électricité de systèmes d'énergie solaire photovoltaïque

On détermine l'économie mensuelle équivalente d'énergie primaire résultant de la production d'électricité de systèmes d'énergie solaire photovoltaïque comme suit :

$$\text{Eq. 137} \quad E_{p,\text{pv},m} = \sum_i (f_p \cdot 3,6 \cdot W_{\text{pv},m,i}) \quad (\text{MJ})$$

où :

f_p le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire pour l'électricité, tel qu'établi dans le texte principal du présent arrêté, (-) ;

$W_{\text{pv},m,i}$ la production mensuelle d'électricité du système d'énergie solaire photovoltaïque i , déterminée selon le § 12.1.2, en kWh.

Il convient de faire la somme sur tous les systèmes d'énergie solaire photovoltaïque i .

13.8 L'économie d'énergie primaire résultant de la production d'électricité d'installations de cogénération sur site

On détermine l'économie mensuelle équivalente d'énergie primaire résultant de la production d'électricité d'installations de cogénération sur site comme suit :

$$\text{Eq. 138} \quad E_{p,\text{cogen},m} = \sum_i (f_p \cdot 3,6 \cdot W_{\text{cogen},m,i}) \quad (\text{MJ})$$

où :

f_p le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire pour l'électricité auto-produite au moyen de cogénération, tel qu'établi dans le texte principal du présent arrêté, (-) ;

$W_{\text{cogen},i,m}$ la quantité mensuelle d'électricité produite par une installation de cogénération sur site i , déterminée selon le § 12.2.2, en kWh.

Il convient de faire la somme sur toutes les installations de cogénération sur site.

14 Chapitre vide

Chapitre laissé intentionnellement vide.

14.1

15 Calcul de la quantité annuelle d'énergie renouvelable produite et/ou utilisée par m² de surface utile de plancher dans l'unité PER

15.1 Introduction

La méthode de calcul de la quantité annuelle d'énergie renouvelable produite et/ou utilisée dans l'unité PER est exposée ci-dessous.

Les technologies énergétiques suivantes entrent en considération pour le calcul de la quantité annuelle d'énergie renouvelable produite et/ou utilisée :

- les pompes à chaleur ;
- les systèmes d'énergie solaire photovoltaïque sur site ;
- l'énergie issue de la biomasse (chauffage) ;
- l'énergie solaire thermique (chauffage et eau chaude sanitaire) ;
- la fourniture de chaleur externe.

15.2 Calcul de la quantité annuelle d'énergie renouvelable produite

La quantité annuelle d'énergie renouvelable produite et/ou utilisée de l'unité PER est déterminée comme suit :

$$q_{RE} = \frac{(Q_{RE,HP} + E_{RE,PV} + Q_{RE,bio} + Q_{RE,as} + Q_{RE,dh})}{A_{usable}} \quad (\text{kWh/m}^2)$$

Eq. 248

où :

$Q_{RE,HP}$	la quantité annuelle d'énergie renouvelable utilisée par des pompes à chaleur, déterminée selon le § 15.3, en kWh ;
$E_{RE,PV}$	la quantité annuelle d'énergie renouvelable produite par des systèmes d'énergie solaire photovoltaïque, déterminée selon le § 15.4, en kWh ;
$Q_{RE,bio}$	la quantité annuelle d'énergie renouvelable produite par la biomasse, déterminée selon le § 15.5, en kWh ;
$Q_{RE,as}$	la quantité annuelle d'énergie renouvelable produite par des systèmes d'énergie solaire thermique, déterminée selon le § 15.6, en kWh ;
$Q_{RE,dh}$	la quantité annuelle d'énergie renouvelable utilisée dans l'unité PER via une fourniture de chaleur externe, déterminée selon le § 15.7, en kWh ;
A_{usable}	la surface utile de plancher de l'unité PER, définie dans le texte principal du présent arrêté, en m ² .

15.3 Calcul de la quantité annuelle d'énergie renouvelable utilisée par des pompes à chaleur

La quantité annuelle d'énergie renouvelable utilisée dans l'unité PER par des pompes à chaleur est déterminée comme suit :

$$Q_{RE,HP} = \sum_{n=1}^{12} \left(\sum_i \left(1 - \frac{1}{\eta_{gen,heat,pref}} \right) \cdot \frac{\left((1-f_{as,heat,seci,m}) \cdot f_{heat,m,pref} \right) \cdot \left(W_{HP,heat,seci,pref} \cdot Q_{heat,gross,seci,m} \right)}{3,6} \right) + \sum_i \sum_k \left(1 - \frac{1}{\eta_{gen,heat,nprefk}} \right) \cdot \frac{\left((1-f_{as,heat,seci,m}) \cdot f_{heat,m,nprefk} \right) \cdot \left(W_{HP,heat,seci,nprefk} \cdot Q_{heat,gross,seci,m} \right)}{3,6} \right) + \sum_i \left(1 - \frac{1}{\eta_{gen,water,bathi,m,pref} \cdot \eta_{stor,water,bathi,m,pref}} \right) \cdot \frac{\left((1-f_{as,water,bathi,m}) \cdot f_{water,bath\ i,m,pref} \right) \cdot \left(W_{HP,water,bath\ i,pref} \cdot Q_{water,bath\ i,gross,m} \right)}{3,6} \right) + \sum_i \sum_k \left(1 - \frac{1}{\eta_{gen,water,bathi,m,nprefk} \cdot \eta_{stor,water,bathi,m,nprefk}} \right) \cdot \frac{\left((1-f_{as,water,bathi,m}) \cdot f_{water,bath\ i,m,nprefk} \right) \cdot \left(W_{HP,water,bath\ i,nprefk} \cdot Q_{water,bath\ i,gross,m} \right)}{3,6} \right) + \sum_i \left(1 - \frac{1}{\eta_{gen,water,sinki,m,pref} \cdot \eta_{stor,water,sinki,m,pref}} \right) \cdot \frac{\left((1-f_{as,water,sinki,m}) \cdot f_{water,sink\ i,m,pref} \right) \cdot \left(W_{HP,water,sink\ i,pref} \cdot Q_{water,sink\ i,gross,m} \right)}{3,6} \right) + \sum_i \sum_k \left(1 - \frac{1}{\eta_{gen,water,sinki,m,nprefk} \cdot \eta_{stor,water,sinki,m,nprefk}} \right) \cdot \frac{\left((1-f_{as,water,sinki,m}) \cdot f_{water,sink\ i,m,nprefk} \right) \cdot \left(W_{HP,water,sink\ i,nprefk} \cdot Q_{water,sink\ i,gross,m} \right)}{3,6} \right)$$

(kWh)

Eq. 444

où :

- $\eta_{gen,heat,pref}$ le rendement de production du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s), déterminé selon le § 10.2.3, (-) ;
- $f_{as,[...],m}$ la part des besoins de chaleur totaux qui est couverte par un système d'énergie solaire thermique, déterminée selon le § 10.4. Avec l'indice « heat,sec i » pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i et les indices « water,bath i » et « water,sink i » pour la préparation d'eau chaude sanitaire d'une douche/baignoire i et d'un évier de cuisine i respectivement, (-) ;
- $f_{heat,m,pref}$ la fraction mensuelle de la quantité totale de chaleur fournie par le(s) producteur(s) de chaleur connecté(s) préférentiel(s), déterminée selon le § 10.2.2 ;
- $W_{HP,heat,sec\ i}$ un facteur de pondération qui détermine si une pompe à chaleur, visée à l'article 9.1.12/2,4°, assure la fourniture de chaleur au secteur énergétique i de l'unité PER par le biais ou non d'une fourniture de chaleur préférentielle et non préférentielle (indices « pref » et « npref ») :
si oui : $W_{HP,heat,sec\ i} = 1$, (-) ;
si non : $W_{HP,heat,sec\ i} = 0$, (-) ;
- $Q_{heat,gross,sec\ i,m}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i, déterminés selon le § 9.2.1, en MJ ;
- $\eta_{gen,heat,npref\ k}$ le rendement de production du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k, déterminé selon le § 10.2.3, (-) ;
- $f_{heat,m,npref\ k}$ la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k, déterminée selon le § 10.2.2, (-) ;
- $f_{water,m,pref}$ la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteur(s) de chaleur connecté(s) préférentiel(s) pour la préparation d'eau chaude sanitaire, avec l'indice « bath i » ou « sink i » selon le cas, déterminée selon le § 10.3.2, (-) ;

$f_{\text{water,m,npref k}}$	la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteur(s) de chaleur connecté(s) non préférentiel(s) k pour la préparation d'eau chaude sanitaire, avec l'indice « bath i » ou « sink i » selon le cas, déterminée selon le § 10.3.2.
$W_{\text{HP,water}}$	un facteur de pondération qui détermine si une pompe à chaleur, visée à l'article 9.1.12/2,4°, assure la fourniture d'eau chaude sanitaire, avec l'indice « bath i » ou « sink i » selon le cas, par le biais ou non d'une fourniture de chaleur préférentielle et non préférentielle (indices « pref » et « npref ») : si oui : $W_{\text{HP,water}} = 1, (-)$; si non : $W_{\text{HP,water}} = 0, (-)$;
$Q_{\text{water,bath i,gross,m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou baignoire i, déterminés selon le § 9.3.1, en MJ ;
$Q_{\text{water,sink i,gross,m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine i, déterminés selon le § 9.3.1, en MJ ;
$\eta_{\text{gen,water,bath i,m,pref}}$	le rendement de production mensuel du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou baignoire i, déterminé selon le § 10.3.3, (-) ;
$\eta_{\text{gen,water,bath i,m,npref k}}$	le rendement de production mensuel du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou baignoire i, déterminé selon le § 10.3.3, (-) ;
$\eta_{\text{gen,water,sink i,m,pref}}$	le rendement de production mensuel du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine i, déterminé selon le § 10.3.3, (-) ;
$\eta_{\text{gen,water,sink i,m,npref k}}$	le rendement de production mensuel du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine i, déterminé selon le § 10.3.3, (-) ;
$\eta_{\text{stor,water,bath i,m,pref}}$ et $\eta_{\text{stor,water,bath i,m,npref k}}$	le rendement de stockage mensuel du ballon d'eau chaude pour une douche ou baignoire i, qui est raccordé, en fonction de l'indice « pref » ou « npref k » utilisé, au(x) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) ou non préférentiel(s) k respectivement, déterminé selon le § 10.3.3, (-) ;
$\eta_{\text{stor,water,sink i,m,pref}}$ et $\eta_{\text{stor,water,sink i,m,npref k}}$	le rendement de stockage mensuel du ballon d'eau chaude pour un évier de cuisine i, qui est raccordé, en fonction de l'indice « pref » ou « npref k » utilisé, au(x) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) ou non préférentiel(s) k respectivement, déterminé selon le § 10.3.3, (-).

Il faut faire la somme sur tous les producteurs de chaleur non préférentiels k et sur tous les secteurs énergétiques i, toutes les douches et baignoires i et tous les éviers de cuisine i de l'unité PER.

15.4 Calcul de la quantité annuelle d'énergie renouvelable produite par des systèmes d'énergie solaire photovoltaïque

La quantité annuelle d'énergie renouvelable produite dans l'unité PER par des systèmes d'énergie solaire photovoltaïque est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 250} \quad E_{\text{RE,PV}} = \sum_{m=1}^{12} \frac{E_{\text{p,pv,m}}}{3,6} \quad (\text{kWh})$$

où :

$E_{\text{p,pv,m}}$ la production mensuelle d'électricité de systèmes d'énergie solaire photovoltaïque, calculée selon le § 13.7, en MJ.

15.5 Calcul de la quantité annuelle d'énergie renouvelable produite par la biomasse

La quantité annuelle d'énergie renouvelable produite dans l'unité PER par la biomasse est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 392} \quad Q_{\text{RE,bio}} = \sum_{m=1}^{12} \left(\sum_i f_{\text{p,pref}} \cdot W_{\text{bio,heat,seci,pref}} \cdot \frac{Q_{\text{heat,final,seci,m,pref}}}{3,6} + \sum_i \left(\sum_k f_{\text{p,npref k}} \cdot W_{\text{bio,heat,seci,npref k}} \cdot \frac{Q_{\text{heat,final,seci,m,npref k}}}{3,6} \right) \right) \quad (\text{kWh})$$

où :

$f_{\text{p,pref}}$ le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire du vecteur d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s), tel qu'établi au § 13.3, (-) ;

$f_{\text{p,npref k}}$ le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire du vecteur d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k, tel qu'établi au § 13.3 du présent arrêté, (-) ;

$W_{\text{bio,heat,sec i}}$ un facteur de pondération qui détermine si un poêle ou une chaudière à biomasse ou une installation de cogénération sur site à biomasse, visés à l'article 9.1.12/2,3°, assure le chauffage des locaux du secteur énergétique i de l'unité PER, par le biais ou non d'une fourniture de chaleur préférentielle et non préférentielle (indices « pref » et « npref ») :

si oui : $W_{\text{bio,heat,sec i}} = 1$, (-) ;

si non : $W_{\text{bio,heat,sec i}} = 0$, (-) ;

$Q_{\text{heat,final,sec i,m,pref}}$ la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i, à l'exception de l'énergie auxiliaire, telle que déterminée au § 10.2.2, en MJ ;

$Q_{\text{heat,final,sec i,m,npref k}}$ la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i, à l'exception de l'énergie auxiliaire, telle que déterminée au § 10.2.2, en MJ.

Il faut faire la somme sur tous les producteurs de chaleur non préférentiels k et sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PER.

15.6 Calcul de la quantité annuelle d'énergie renouvelable produite par des systèmes d'énergie solaire thermique

La quantité annuelle d'énergie renouvelable produite dans l'unité PER par un système d'énergie solaire thermique est déterminée comme suit :

$$Q_{RE,as} = \sum_{m=1}^{12} \left(\begin{aligned} & \sum_i \frac{f_{heat,m,pref} \cdot f_{as,heat,seci,m} \cdot Q_{heat,gross,seci,m}}{3,6 \cdot \eta_{gen,heat,pref}} \\ & + \sum_i \sum_k \left(\frac{f_{heat,m,npref k} \cdot f_{as,heat,seci,m} \cdot Q_{heat,gross,seci,m}}{3,6 \cdot \eta_{gen,heat,npref k}} \right) \\ & + \sum_i \frac{f_{water,bath i,m,pref} \cdot f_{as,water,bath i,m} \cdot Q_{water,bath i,gross,m}}{3,6 \cdot \eta_{gen,water,bath i,m,pref} \cdot \eta_{stor,water,bathi,m,pref}} \\ & + \sum_i \sum_k \left(\frac{f_{water,bath i,m,npref k} \cdot f_{as,water,bath i,m} \cdot Q_{water,bath i,gross,m}}{3,6 \cdot \eta_{gen,water,bath i,m,npref k} \cdot \eta_{stor,water,bathi,m,npref k}} \right) \\ & + \sum_i \frac{f_{water,sink i,m,pref} \cdot f_{as,water,sink i,m} \cdot Q_{water,sink i,gross,m}}{3,6 \cdot \eta_{gen,water,sink i,m,pref} \cdot \eta_{stor,water,sinki,m,pref}} \\ & + \sum_i \sum_k \left(\frac{f_{water,sink i,m,npref k} \cdot f_{as,water,sink i,m} \cdot Q_{water,sink i,gross,m}}{3,6 \cdot \eta_{gen,water,sink i,m,npref k} \cdot \eta_{stor,water,sinki,m,npref k}} \right) \end{aligned} \right)$$

Eq. 393

(kWh)

où :

$f_{heat,m,pref}$	la fraction mensuelle de la quantité totale de chaleur fournie par le(s) producteur(s) de chaleur connecté(s) préférentiel(s), déterminée selon le § 10.2.2 (-) ;
$f_{heat,m,npref k}$	la fraction mensuelle de la quantité totale de chaleur fournie par le(s) producteurs(s) de chaleur connecté(s) non préférentiel(s) k, déterminée selon le § 10.2.2 (-) ;
$f_{water,m,pref}$	la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteurs(s) de chaleur connecté(s) préférentiel(s) pour la préparation d'eau chaude sanitaire, avec l'indice « bath i » ou « sink i » selon le cas, déterminée selon le § 10.3.2 (-) ;
$f_{water,m,npref k}$	la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteurs(s) de chaleur connecté(s) non préférentiel(s) k pour la préparation d'eau chaude sanitaire, avec l'indice « bath i » ou « sink i » selon le cas, déterminée selon le § 10.3.2 (-) ;
$f_{as,m}$	la part des besoins de chaleur totaux qui est couverte par un système d'énergie solaire thermique, déterminée selon le § 10.4. Avec l'indice « heat,sec i » pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i et les indices « water,bath i » et « water,sink i » pour la préparation d'eau chaude sanitaire d'une douche/baignoire i et d'un évier de cuisine i respectivement, (-) ;
$Q_{heat,gross,sec i,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i, déterminés selon le § 9.2.1, en MJ ;
$Q_{water,bath i,gross,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou baignoire i, déterminés selon le § 9.3.1, en MJ ;

$Q_{\text{water,sink } i,\text{gross},m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine i , déterminés selon le § 9.3.1, en MJ ;
$\eta_{\text{gen,heat,pref}}$	le rendement de production du (des) producteurs(s) de chaleur préférentiel(s), déterminé selon le § 10.2.3, (-) ;
$\eta_{\text{gen,heat,npref } k}$	le rendement de production du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s), déterminé selon le § 10.2.3, (-) ;
$\eta_{\text{gen,water,bath } i,m,\text{pref}}$	le rendement de production mensuel du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou baignoire i , déterminé selon le § 10.3.3, (-) ;
$\eta_{\text{gen,water,bath } i,m,\text{npref } k}$	le rendement de production mensuel du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou baignoire i , déterminé selon le § 10.3.3, (-) ;
$\eta_{\text{gen,water,sink } i,m,\text{pref}}$	le rendement de production mensuel du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine i , déterminé selon le § 10.3.3, (-) ;
$\eta_{\text{gen,water,sink } i,m,\text{npref } k}$	le rendement de production mensuel du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine i , déterminé selon le § 10.3.3, (-) ;
$\eta_{\text{stor,water,bath } i,m,\text{pref}}$ et $\eta_{\text{stor,water,bath } i,m,\text{npref } k}$	le rendement de stockage mensuel du ballon d'eau chaude pour une douche ou baignoire i , qui est raccordé, en fonction de l'indice « pref » ou « npref k » utilisé, au(x) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) ou non préférentiel(s) k respectivement, déterminé selon le § 10.3.3, (-) ;
$\eta_{\text{stor,water,sink } i,m,\text{pref}}$ et $\eta_{\text{stor,water,sink } i,m,\text{npref } k}$	le rendement de stockage mensuel du ballon d'eau chaude pour un évier de cuisine i , qui est raccordé, en fonction de l'indice « pref » ou « npref k » utilisé, au(x) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) ou non préférentiel(s) k respectivement, déterminé selon le § 10.3.3, (-).

Il faut faire la somme sur tous les producteurs de chaleur non préférentiels k et sur tous les secteurs énergétiques i , toutes les douches et baignoires i et tous les éviers de cuisine i de l'unité PER.

15.7 Calcul de la quantité annuelle d'énergie renouvelable via une fourniture de chaleur externe

La quantité annuelle d'énergie renouvelable utilisée dans l'unité PER via une fourniture de chaleur externe est déterminée comme suit :

$$Q_{RE,dh} = \sum_{m=1}^{12} f_{RE,dh,m} \cdot \left(\begin{aligned} & \sum_i f_{p,dh,m,pref} \cdot W_{dh,heat,seci,pref} \cdot \frac{Q_{heat,final,seci,m,pref}}{3,6} \\ & + \sum_i \sum_k \left(f_{p,dh,m,npref k} \cdot W_{dh,heat,seci,npref k} \cdot \frac{Q_{heat,final,seci,m,npref k}}{3,6} \right) \\ & + \sum_i f_{p,dh,m,pref} \cdot W_{dh,water,bath i,pref} \cdot \frac{Q_{water,bath i,final,m,pref}}{3,6} \\ & + \sum_i \sum_k \left(f_{p,dh,m,npref k} \cdot W_{dh,water,bath i,npref k} \cdot \frac{Q_{water,bath i,final,m,npref k}}{3,6} \right) \\ & + \sum_i f_{p,dh,m,pref} \cdot W_{dh,water,sink i,pref} \cdot \frac{Q_{water,sink i,final,m,pref}}{3,6} \\ & + \sum_i \sum_k \left(f_{p,dh,m,npref k} \cdot W_{dh,water,sink i,npref k} \cdot \frac{Q_{water,sink i,final,m,npref k}}{3,6} \right) \end{aligned} \right)$$

Eq. 445

(kWh)

où :

- $f_{RE,dh,m}$ la part renouvelable mensuelle du système de fourniture de chaleur externe, visé à l'article 9.1.12/2,5°, du texte principal du présent arrêté ;
- $f_{p,dh,m,pref}$ le facteur mensuel équivalent d'énergie primaire du système préférentiel de fourniture de chaleur externe, déterminé selon le § 13.3 ;
- $f_{p,dh,m,npref k}$ le facteur mensuel équivalent d'énergie primaire du système non préférentiel de fourniture de chaleur externe k, déterminé selon le § 13.3, (-) ;
- W_{dh} un facteur de pondération qui détermine si un système de fourniture de chaleur externe, visé à l'article 9.1.12/2,5°, assure le chauffage des locaux du secteur énergétique i de l'unité PER (indice « heat,sec i ») ou la préparation d'eau chaude sanitaire d'une douche/baignoire i ou d'un évier de cuisine i respectivement (indices « water,bath i » et « water,sink i »), par le biais ou non d'une fourniture de chaleur préférentielle et non préférentielle (indices « pref » et « npref ») :
 si oui : $w_{dh} = 1$, (-) ;
 si non : $w_{dh} = 0$, (-) ;
- $Q_{heat,final,sec i,m,pref}$ la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i, à l'exception de l'énergie auxiliaire, déterminée selon le § 10.2.2, en MJ ;
- $Q_{heat,final,sec i,m,npref k}$ la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i, à l'exception de l'énergie auxiliaire, déterminée selon le § 10.2.2, en MJ ;
- $Q_{water,bath i,final,m,pref}$ la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou baignoire i, déterminée selon le § 10.3.2, en MJ ;
- $Q_{water,bath i,final,m,npref k}$ la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou baignoire i, déterminée selon le § 10.3.2, en MJ ;

$Q_{\text{water, sink } i, \text{final, m, pref}}$ la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine i , déterminée selon le § 10.3.2, en MJ ;

$Q_{\text{water, sink } i, \text{final, m, npref } k}$ la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine i , déterminée selon le § 10.3.2, en MJ.

Il faut faire la somme sur tous les systèmes non préférentiels de fourniture de chaleur externe k et sur tous les secteurs énergétiques i , toutes les douches et baignoires i et tous les éviers de cuisine i de l'unité PER.

Bijlage A Traitement des espaces adjacents non chauffés (EANC)

Un facteur de réduction b est déterminé pour les espaces adjacents non chauffés, voir la norme NBN EN ISO 13789.

Pour le traitement des espaces adjacents non chauffés lors de la détermination de la performance énergétique, les deux possibilités simplifiées suivantes sont prévues de manière standard.

A.1 Possibilité 1

Il est toujours permis de ne pas prendre en considération la géométrie extérieure de l'EANC.

- Pour la détermination des besoins nets en énergie pour le chauffage des locaux, on admet alors que la température de l'EANC est égale à la température extérieure (c.-à-d.. que le facteur de réduction $b = 1$). On considère qu'aucun rayonnement solaire n'atteint le volume protégé.
- Pour la détermination de l'indicateur de surchauffe et des besoins nets en énergie pour le refroidissement des locaux, on admet que l'EANC se trouve à la même température que volume protégé (c.-à-d.. que le facteur de réduction $b = 0$). En d'autres termes, on ne tient pas compte de flux de chaleur par transmission du volume protégé vers l'EANC. Pour l'ensoleillement, on admet que l'EANC ne constitue pas un obstacle.

A.2 Possibilité 2

Cette possibilité ne s'applique que si l'EANC ne jouxte qu'un seul secteur énergétique et s'il n'y a pas de ventilation hygiénique entre l'EANC et le volume protégé.

Dans les cas où l'EANC jouxte plusieurs secteurs énergétiques, le ministre peut définir des règles complémentaires qui permettent de subdiviser l'EANC en plusieurs espaces adjacents non chauffés fictifs plus petits ne jouxtant chacun qu'un seul secteur énergétique

Lorsque plusieurs espaces adjacents non chauffés se jouxtent également entre eux, on admet par convention qu'il n'y a pas de transmission de chaleur ou d'échange d'air (par ventilation hygiénique ou par in/exfiltration) entre les espaces adjacents non chauffés La paroi est également considérée comme opaque.

Dans les espaces adjacents non chauffés, les gains de chaleur internes sont considérés comme nuls.

Le facteur de réduction b est calculé selon la norme NBN EN ISO 13789. Pour le traitement des nœuds constructifs, on applique les mêmes règles que celles du § 7.4 (distinction entre les calculs relatifs au chauffage, d'une part, et les calculs relatifs au refroidissement et à la surchauffe, d'autre part).

Les gains solaires indirects du secteur énergétique adjacent (voir le § 7.10.2) équivalent à la fraction $(1-b)$ des gains solaires absorbés dans l'EANC. Tant le facteur de réduction b que les gains solaires peuvent être différents pour les calculs relatifs au chauffage des locaux, d'une part, et les calculs relatifs au risque de surchauffe et au refroidissement des locaux, d'autre part, en raison d'une différence de débit de renouvellement d'air et/ou du facteur d'utilisation d'une éventuelle protection solaire.

L'ensoleillement direct de l'EANC n'est considéré que si la paroi extérieure de l'EANC est également transparente perpendiculairement au centre de la paroi transparente entre l'EANC et le volume protégé (VP). La détermination des angles d'ombrage de la paroi transparente entre le VP et l'EANC tient compte de la géométrie de l'EANC (p. ex. toit opaque). L'ensoleillement incident de la paroi transparente séparant le VP de l'EANC est diminué du produit $0,95 \cdot F_F \cdot g_g$ de la paroi extérieure transparente opposée. Pour déterminer les gains solaires absorbés dans l'EANC, l'ensoleillement direct de l'EANC est déduit des gains solaires totaux entrants dans l'EANC.

Bijlage B Le débit de ventilation hygiénique

Un volume limité à destination non résidentielle peut faire partie d'une unité PER.

En ce qui concerne la partie d'un bâtiment à destination de logement, les dispositifs de ventilation doivent satisfaire aux exigences de l'annexe IX au présent arrêté. Celles-ci imposent des débits de conception minimum. Ci-dessous, on entend par « débit exigé », pour les parties résidentielles, le débit de conception minimum visé à l'annexe IX au présent arrêté. Chaque fois qu'il est question ci-après de « débit d'alimentation en air neuf exigé », le débit de conception minimum d'alimentation du séjour est également pris en compte (on admet donc, par convention, qu'aucun recyclage n'est appliqué).

Les dispositifs de ventilation de parties non résidentielles d'un bâtiment doivent satisfaire aux exigences de l'annexe X au présent arrêté. Elles imposent des débits de conception minimum (correspondant à une occupation minimale donnée et à une qualité de l'air minimale visée) pour lesquels les dispositifs de ventilation doivent être conçus. L'équipe de construction peut définir des débits de conception supérieurs correspondant à un degré d'occupation plus élevé, une meilleure qualité de l'air souhaitée, etc. En ce qui concerne les parties non résidentielles, le « débit exigé » recouvre ci-dessous les débits établis par l'équipe de construction.

Dans la présente annexe B, l'évaluation de différents termes de systèmes mécaniques s'effectue en position dite « nominale ». La position nominale (de l'installation de ventilation) est la position de réglage (des ventilateurs et/ou d'autres autres dispositifs de réglage) telle que définie au § 2.

La détermination du facteur de multiplication m et du facteur de réduction pour le préchauffage r s'effectue par zone de ventilation. Les locaux de l'unité PER auxquels aucune exigence n'est imposée en termes d'alimentation en air neuf, de transfert ou d'évacuation vers l'extérieur sont associés à une zone de ventilation adjacente. En cas de plusieurs zones de ventilation adjacentes, ils sont associés aux zones avec lesquelles ils sont en contact, le cas échéant, par le biais de liaisons intérieures. En l'absence de telles liaisons, le choix est libre.

Conformément aux règles de subdivision d'une unité PER en secteurs énergétiques, telles qu'établies au § 5.3, un secteur énergétique ne peut pas s'étendre sur plusieurs zones de ventilation, étant donné qu'un secteur énergétique doit être équipé du même type de système de ventilation. Mais une zone de ventilation peut se composer de plusieurs secteurs énergétiques, p. ex. parce que les différentes parties ont des systèmes d'émission de chaleur différents (p. ex. un logement avec un seul système de ventilation, mais avec des radiateurs au 1^{er} étage et un chauffage par le sol au rez-de-chaussée).

Le ministre peut définir des spécifications complémentaires concernant la mesure des débits par local utilisés dans les calculs détaillés des facteurs $m_{\text{seci } i}$ et r_{preh} .

B.1 Détermination du facteur de multiplication $m_{\text{sec } i}$ pour le débit

Le facteur de multiplication $m_{\text{sec } i}$ d'un secteur énergétique i est égal au facteur de multiplication de la zone de ventilation z dont le de secteur énergétique fait partie :

$$\text{Eq. 139 } m_{\text{heat,sec } i} = m_{\text{cool,sec } i} = m_{\text{overh,sec } i} = m_{\text{sec } i} = m_{\text{sec } i} = m_{\text{zone } z} \quad (-)$$

La détermination du facteur de multiplication de la zone de ventilation z s'effectue comme décrit ci-dessous.

B.1.1 Ventilation naturelle

La détermination du facteur de multiplication $m_{\text{zone } z}$ tient compte, pour ces systèmes, des aspects suivants :

- en ce qui concerne l'alimentation :
 - le degré d'autorégulation des ouvertures d'alimentation réglables
- en ce qui concerne l'évacuation :
 - le degré d'autorégulation des ouvertures d'évacuation
 - le défaut d'étanchéité à l'air des conduits d'évacuation naturelle

On détermine $m_{\text{zone } z}$ par zone de ventilation z comme suit :

$$\text{Eq. 140 } m_{\text{zone } z} = 1,0 + 0,5 \cdot \left(\frac{r_{\text{nat.supply, zone } z} + r_{\text{nat.exh, zone } z} + r_{\text{leak,stack, zone } z}}{r_{\text{nat.supply, zone } z, \text{def}} + r_{\text{nat.exh, zone } z, \text{def}} + r_{\text{leak,stack, zone } z, \text{def}}} \right) \quad (-)$$

où :

$r_{\text{nat.supply, zone } z}$	un facteur de correction pour le degré d'autorégulation des ouvertures d'alimentation réglables dans la zone de ventilation z , tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$r_{\text{nat.exh, zone } z}$	un facteur de correction pour le degré d'autorégulation des ouvertures d'évacuation réglables dans la zone de ventilation z , tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$r_{\text{leak,stack, zone } z}$	un facteur de correction pour le défaut d'étanchéité à l'air des conduits d'évacuation naturelle dans la zone de ventilation z , tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$r_{\text{nat.supply, zone } z, \text{def}}$	la valeur par défaut de $r_{\text{nat.supply, zone } z}$, telle que déterminée ci-dessous, (-) ;
$r_{\text{nat.exh, zone } z, \text{def}}$	la valeur par défaut de $r_{\text{nat.exh, zone } z}$, telle que déterminée ci-dessous, (-) ;
$r_{\text{leak,stack, zone } z, \text{def}}$	la valeur par défaut de $r_{\text{leak,stack, zone } z}$, telle que déterminée ci-dessous, (-).

B.1.1.1 Facteur de correction $r_{\text{nat.supply, zone } z}$

Les ouvertures d'alimentation naturelles qui ont été testées conformément à la norme NBN EN 13141-1 peuvent être attribuées à une classe déterminée selon le Tableau [18].

On évalue à cet égard dans quelle mesure le débit reste constant en cas de variation de la différence de pression.

On associe par convention le facteur de correction $r_{\text{nat. supply, zone } z}$ de la zone de ventilation z à la classification indiquée au Tableau [19]. L'ouverture d'alimentation réglable (OAR) assortie du facteur de correction le plus élevé détermine la valeur pour l'ensemble de la zone de ventilation. La valeur par défaut est de 0,20.

Tableau [18]: Classification de l'autorégulation en fonction de la différence de pression

Différence de pression P (Pa)	Débit en fonction du débit nominal à 2 Pa (q_N)				
	Classe P0	Classe P1	Classe P2	Classe P3	Classe P4
$0 \text{ Pa} \leq P < 2 \text{ Pa}$		$\geq 0,8\sqrt{(P/2)}$ et $\leq 1,20q_N$	$\geq 0,8\sqrt{(P/2)}$ et $\leq 1,20q_N$	$\geq 0,8\sqrt{(P/2)}$ et $\leq 1,20q_N$	$\geq 0,8\sqrt{(P/2)}$ et $\leq 1,20q_N$
2 Pa	q_N	q_N	q_N	q_N	q_N
$2 \text{ Pa} < P < 5 \text{ Pa}$	Ne satisfait pas à la classe P1	$\geq 0,80q_N$ et $\leq 1,8q_N$	$\geq 0,80q_N$ et $\leq 1,8q_N$	$\geq 0,80q_N$ et $\leq 1,5q_N$	$\geq 0,80q_N$ et $\leq 1,2q_N$
5 Pa - 10 Pa		$\geq 0,70q_N$ et $\leq 2,3q_N$	$\geq 0,70q_N$ et $\leq 2,0q_N$	$\geq 0,70q_N$ et $\leq 1,5q_N$	$\geq 0,80q_N$ et $\leq 1,2q_N$
10 Pa - 25 Pa		$\geq 0,50q_N$ et $\leq 3,0q_N$	$\geq 0,50q_N$ et $\leq 2,0q_N$	$\geq 0,50q_N$ et $\leq 1,5q_N$	$\geq 0,80q_N$ et $\leq 1,2q_N$
25 Pa - 50 Pa		$\geq 0,30q_N$ et $\leq 3,0q_N$	$\geq 0,30q_N$ et $\leq 2,0q_N$	$\geq 0,30q_N$ et $\leq 1,5q_N$	$\geq 0,30q_N$ et $\leq 1,5q_N$
50 Pa - 100 Pa		$\leq 3,0q_N$	$\leq 2,0q_N$	$\leq 2,0q_N$	$\leq 2,0q_N$
100 Pa - 200 Pa		$\leq 4,0q_N$	$\leq 3,0q_N$	$\leq 3,0q_N$	$\leq 3,0q_N$

Tableau [19]: Facteur de correction $r_{\text{nat. supply, zone } z}$

Classe OAR	$r_{\text{nat. supply, zone } z}$
P0	0,20
P1	0,18
P2	0,14
P3	0,08
P4	0,02

B.1.1.2 Facteur de correction $r_{\text{nat. exh, zone } z}$

Les ouvertures d'évacuation naturelle qui ne sont pas autoréglables se voient attribuer la valeur : $r_{\text{nat. exh, zone } z} = 0,20$

C'est également la valeur par défaut.

Des valeurs plus favorables être déterminées selon des règles préalablement définies par le ministre.

B.1.1.3 Facteur de correction $r_{\text{leak, stack, zone } z}$

On calcule par convention le $r_{\text{leak, stack, zone } z}$ de la zone de ventilation z comme suit :

$$\text{Eq. 141} \quad r_{\text{leak, stack, zone } z} = \frac{\sum_k \dot{V}_{\text{leak, stack, zone } z, k}}{\dot{V}_{\text{req, exh, zone } z}} \quad (-)$$

où :

$\dot{V}_{\text{leak, stack, zone } z, k}$ le débit de fuite conventionnel du conduit d'évacuation naturelle k dans la zone de ventilation z , en m^3/h ;

$\dot{V}_{\text{req, exh, zone } z}$ le débit d'évacuation total exigé de la zone de ventilation z , égal à la somme des débits d'évacuation exigés vers l'extérieur des locaux individuels, en m^3/h .

Il convient de faire la somme sur tous les conduits d'évacuation naturelle k présents dans la zone de ventilation z . On détermine le débit de fuite $\dot{V}_{\text{leak, stack, zone } z, k}$ d'un conduit d'évacuation naturelle k à la pression de service selon la procédure définie par le ministre ou, à défaut, conformément aux procédures décrites dans la norme NBN EN 14134. La pression de service à considérer par convention est de 2 Pa.

Dans le cas où aucun résultat n'est présenté, $r_{\text{leak, stack, zone } z} = 0,025$. C'est la valeur par défaut.

B.1.2 Ventilation mécanique simple flux par insufflation

La détermination du facteur de multiplication $m_{zone\ z}$ tient compte, pour ces systèmes, des aspects suivants :

- en ce qui concerne l'alimentation :
 - l'éventuel défaut de réglage des ouvertures d'alimentation
 - le défaut d'étanchéité à l'air des conduits d'alimentation mécanique
- en ce qui concerne l'évacuation :
 - le degré d'autorégulation des ouvertures d'évacuation
 - le défaut d'étanchéité à l'air des conduits d'évacuation naturelle

On détermine $m_{zone\ z}$ par zone de ventilation z comme suit :

$$\text{Eq. 142} \quad m_{zone\ z} = 1,0 + 0,5 \cdot \left(\frac{r_{\text{mech. supply, zone } z} + r_{\text{nat. exh, zone } z} + r_{\text{leak, stack, zone } z}}{r_{\text{mech. supply, zone } z, \text{def}} + r_{\text{nat. exh, zone } z, \text{def}} + r_{\text{leak, stack, zone } z, \text{def}}} \right) \quad (-)$$

où :

$r_{\text{mech. supply, zone } z}$	un facteur de correction pour l'éventuel défaut de réglage des ouvertures d'alimentation dans chacun des locaux et pour le défaut d'étanchéité à l'air des conduits d'alimentation mécanique dans la zone de ventilation z , tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$r_{\text{nat. exh, zone } z}$	un facteur de correction pour le degré d'autorégulation des ouvertures d'évacuation dans la zone de ventilation z , tel que déterminé en B.1.1, (-) ;
$r_{\text{leak, stack, zone } z}$	un facteur de correction pour le défaut d'étanchéité à l'air des conduits d'évacuation naturelle dans la zone de ventilation z , tel que déterminé en B.1.1, (-) ;
$r_{\text{mech. supply, zone } z, \text{def}}$	la valeur par défaut de $r_{\text{mech. supply, zone } z}$, telle que déterminée ci-dessous, (-) ;
$r_{\text{nat. exh, zone } z, \text{def}}$	la valeur par défaut de $r_{\text{nat. exh, zone } z}$, telle que déterminée en B.1.1, (-) ;
$r_{\text{leak, stack, zone } z, \text{def}}$	la valeur par défaut de $r_{\text{leak, stack, zone } z}$, telle que déterminée en B.1.1, (-).

B.1.2.1 Facteur de correction $r_{\text{mech. supply, zone } z}$

On calcule $r_{\text{mech. supply, zone } z}$ par zone de ventilation z comme suit :

$$\text{Eq. 143} \quad r_{\text{mech. supply, zone } z} = r_{\text{adj. mech. supply, zone } z} + \frac{\sum \dot{V}_{\text{leak, supply duct, zone } z, l}}{\dot{V}_{\text{req, mech. supply, zone } z}} \quad (-)$$

où :

$r_{\text{adj. mech. supply, zone } z}$	un facteur de correction pour l'éventuel défaut de réglage des ouvertures d'alimentation dans la zone de ventilation z , tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$\dot{V}_{\text{leak, supply duct, zone } z, l}$	les fuites du réseau de conduits d'alimentation l dans la zone de ventilation z , en position nominale de l'installation de ventilation, en m ³ /h, telles que déterminées ci-dessous ;

$\dot{V}_{\text{req, mech. supply, zone } z}$ le débit d'alimentation total exigé de la zone de ventilation z , égal à la somme des débits d'alimentation en air neuf exigés des locaux individuels, en m^3/h .

Dans le deuxième terme, il convient de faire la somme sur tous les réseaux de conduits d'alimentation l de la zone de ventilation z .

On détermine le facteur de correction pour l'éventuel défaut de réglage des ouvertures d'alimentation dans une zone de ventilation z comme suit :

- si chacune des valeurs de mesure, par local, des débits d'alimentation mécanique (y compris les débits de recyclage) se situe entre 100 % et 120 % de la valeur exigée pour le local concerné, on a :

$$r_{\text{adj, mech. supply, zone } z} = 0$$

- si chacune des valeurs de mesure, par local, des débits d'alimentation mécanique (y compris les débits de recyclage) est au moins égale à 100 % de la valeur exigée pour le local concerné, mais qu'une ou plusieurs des valeurs sont supérieures à 120 % des valeur exigées, on a :

$$r_{\text{adj, mech. supply, zone } z} = \max \left[0 ; \min \left\{ 0,20 ; \frac{\sum_j \dot{V}_{\text{meas, mech. supply, rm } j}}{\dot{V}_{\text{req, mech. supply, zone } z}} - 1,20 \right\} \right] \quad (-)$$

Eq. 144

où il faut faire la somme de tous les débits mécaniques mesurés par local ($\dot{V}_{\text{meas, mech. supply, rm } j}$, en m^3/h) sur tous les locaux d'alimentation j de la zone de ventilation z . $\dot{V}_{\text{req, mech. supply, zone } z}$ est le débit d'alimentation mécanique total exigé dans la zone de ventilation z ; il s'agit de la somme des débits d'alimentation en air neuf exigés des locaux individuels, en m^3/h ;

- sinon :

$$r_{\text{adj, mech. supply, zone } z} = 0,20.$$

On détermine les fuites de tous les réseaux de conduits d'alimentation à la pression de service dans la zone de ventilation z comme suit :

- en mesurant chacun des réseaux de conduits d'alimentation. Les mesures sont effectuées selon les procédures définies par le ministre ou, à défaut, conformément aux procédures décrites dans la norme NBN EN 14134.
- la valeur par défaut s'élève à :

$$\sum_k \dot{V}_{\text{leak, supply duct, zone } z, k} = 0,18 \cdot \dot{V}_{\text{req, mech. supply, zone } z} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

Eq. 145

Celle-ci s'applique :

- si la mesure ci-avant n'a pas été effectuée pour tous les réseaux de conduits d'alimentation ;
- ou si les débits de fuite mesurés sont supérieurs à cette valeur par défaut.

B.1.3 Ventilation mécanique simple flux par extraction

La détermination du facteur de multiplication $m_{zone\ z}$ tient compte, pour ces systèmes, des aspects suivants :

- en ce qui concerne l'alimentation :
 - le degré d'autorégulation des ouvertures d'alimentation réglables
- en ce qui concerne l'évacuation :
 - l'éventuel défaut de réglage des ouvertures d'évacuation
 - le défaut d'étanchéité à l'air des conduits d'évacuation mécanique

On détermine $m_{zone\ z}$ par zone de ventilation z comme suit :

$$\text{Eq. 146} \quad m_{zone\ z} = 1,0 + 0,5 \times \left(\frac{r_{nat.supply,zone\ z} + r_{mech.extr,zone\ z}}{r_{nat.supply,zone\ z,def} + r_{mech.extr,zone\ z,def}} \right) \quad (-)$$

où :

$r_{nat.supply,zone\ z}$	un facteur de correction pour le degré d'autorégulation des ouvertures d'alimentation réglables dans la zone de ventilation z , tel que déterminé en B.1.1, (-) ;
$r_{mech.extr,zone\ z}$	un facteur de correction pour l'éventuel défaut de réglage des ouvertures d'évacuation dans chacun des locaux et pour le défaut d'étanchéité à l'air des conduits d'évacuation mécanique dans la zone ventilation z , tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$r_{nat.supply,zone\ z,def}$	la valeur par défaut de $r_{nat.supply,zone\ z}$, telle que déterminée en B.1.1, (-) ;
$r_{mech.extr,zone\ z,def}$	la valeur par défaut de $r_{mech.extr,zone\ z}$, telle que déterminée ci-dessous, (-).

B.1.3.1 Facteur de correction $r_{mech.extr,zone\ z}$

On calcule $r_{mech.extr,zone\ z}$ par zone de ventilation z comme suit :

$$\text{Eq. 147} \quad r_{mech.extr,zone\ z} = r_{adj,mech.extr,zone\ z} + \frac{\sum_m \dot{V}_{leak,extr.duct,zone\ z,m}}{\dot{V}_{req,mech.extr,zone\ z}} \quad (-)$$

où :

$r_{adj,mech.extr,zone\ z}$	un facteur de correction pour l'éventuel défaut de réglage des ouvertures d'évacuation dans la zone de ventilation z , tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$\dot{V}_{leak,extr.duct,zone\ z,m}$	les fuites du réseau de conduits d'évacuation m en position nominale de l'installation de ventilation dans la zone de ventilation z , en m^3/h , telles que déterminées ci-dessous ;
$\dot{V}_{req,mech.extr,zone\ z}$	le débit d'évacuation total exigé de la zone de ventilation z , égal à la somme des débits d'évacuation exigés vers l'extérieur des locaux individuels, en m^3/h .

Dans le deuxième terme, il convient de faire la somme sur tous les réseaux de conduits d'évacuation m de la zone de ventilation z .

On détermine le facteur de correction pour l'éventuel défaut de réglage des ouvertures d'évacuation dans une zone de ventilation z comme suit :

- si chacune des valeurs de mesure, par local, des débits d'évacuation mécanique se situe entre 100 % et 120 % de la valeur exigée pour le local concerné, on a :

$$r_{\text{adj, mech. extr, zone } z} = 0$$

- si chacune des valeurs de mesure, par local, des débits d'évacuation mécanique est au moins égale à 100 % de la valeur exigée pour le local concerné, mais qu'une ou plusieurs des valeurs sont supérieures à 120 % des valeur exigées, on a :

$$r_{\text{adj, mech. extr, zone } z} = \max \left[0 ; \min \left\{ 0,20 ; \frac{\sum_j \dot{V}_{\text{meas, mech. extr, rm } j}}{\dot{V}_{\text{req, mech. extr, zone } z}} - 1,20 \right\} \right] \quad (-)$$

Eq. 148

où il faut faire la somme de tous les débits mécaniques mesurés par local ($\dot{V}_{\text{meas, mech. extr, rm } j}$, en m^3/h) sur tous les locaux d'évacuation j de la zone de ventilation z . $\dot{V}_{\text{req, mech. extr, zone } z}$ est le débit d'évacuation mécanique total exigé dans la zone de ventilation z ; il s'agit de la somme des débits d'évacuation exigés vers l'extérieur des locaux individuels, en m^3/h ;

- sinon :
 $r_{\text{adj, mech. extr, zone } z} = 0,20$.

On détermine les fuites de tous les réseaux de conduits d'évacuation à la pression de service dans la zone de ventilation z comme suit :

- en mesurant chacun des réseaux de conduits d'évacuation. Les mesures sont effectuées selon les procédures définies par le ministre ou, à défaut, conformément aux procédures décrites dans NBN EN 14134.
- la valeur par défaut s'élève à :

$$\sum_1 \dot{V}_{\text{leak, extr duct, zone } z, l} = 0,18 \cdot \dot{V}_{\text{req, mech. extr, zone } z} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

Eq. 149

Celle-ci s'applique :

- si la mesure ci-avant n'a pas été effectuée pour tous les réseaux de conduits d'évacuation ;
- ou si les débits de fuite mesurés sont supérieurs à cette valeur par défaut.

B.1.4 Ventilation mécanique double flux

La détermination du facteur de multiplication $m_{zone\ z}$ tient compte, pour ces systèmes, des aspects suivants :

- en ce qui concerne l'alimentation :
 - l'éventuel défaut de réglage des ouvertures d'alimentation
 - le défaut d'étanchéité à l'air des conduits d'alimentation mécanique
- en ce qui concerne l'évacuation :
 - l'éventuel défaut de réglage des ouvertures d'évacuation
 - le défaut d'étanchéité à l'air des conduits d'évacuation mécanique

On détermine $m_{zone\ z}$ par zone de ventilation z comme suit :

$$\text{Eq. 150} \quad m_{zone\ z} = 1,0 + 0,5 \cdot \frac{r_{all\ mech,zone\ z}}{r_{all\ mech,zone\ z,def}} \quad (-)$$

où :

$r_{all\ mech,zone\ z}$ un facteur de correction pour le défaut d'étanchéité à l'air des conduits d'alimentation et d'évacuation et pour l'éventuel défaut de réglage des ouvertures d'alimentation et d'évacuation dans chacun des locaux de la zone de ventilation z , tel que déterminé ci-dessous, (-) ;

$r_{all\ mech,zone\ z,def}$ la valeur par défaut de $r_{all\ mech,zone\ z}$, telle que déterminée ci-dessous, (-).

B.1.4.1 Facteur de correction $r_{all\ mech,zone\ z}$

on calcule $r_{all\ mech,zone\ z}$ par zone de ventilation z comme suit :

$$\text{Eq. 151} \quad r_{all\ mech,zone\ z} = \frac{\max(\dot{V}_{calc,mech.supply,zone\ z} ; \dot{V}_{calc,mech.extr,zone\ z})}{\max(\dot{V}_{req,mech.supply,zone\ z} ; \dot{V}_{req,mech.extr,zone\ z})} \quad (-)$$

où :

$$\text{Eq. 152} \quad \begin{aligned} \dot{V}_{calc,mech.supply,zone\ z} &= r_{adj,mech.supply,zone\ z} \cdot \dot{V}_{req,mech.supply,zone\ z} \\ &+ \sum_1 \dot{V}_{leak,supplyduct,zone\ z,1} \end{aligned} \quad (m^3/h)$$

$$\text{Eq. 153} \quad \begin{aligned} \dot{V}_{calc,mech.extr,zone\ z} &= r_{adj,mech.extr,zone\ z} \cdot \dot{V}_{req,mech.extr,zone\ z} \\ &+ \sum_m \dot{V}_{leak,extr\ duct,zone\ z,m} \end{aligned} \quad (m^3/h)$$

où :

$r_{adj,mech.supply,zone\ z}$ un facteur de correction pour l'éventuel défaut de réglage des ouvertures d'alimentation dans la zone de ventilation z , tel que déterminé en B.1.2, (-) ;

$\dot{V}_{leak,supply\ duct,zone\ z,1}$ les fuites du réseau de conduits d'alimentation 1 en position nominale de l'installation de ventilation dans la zone de ventilation z , en m^3/h , telles que déterminées en B.1.2 ;

$\dot{V}_{\text{req, mech. supply, zone } z}$	le débit d'alimentation total exigé de la zone de ventilation z , égal à la somme des débits d'alimentation en air neuf exigés des locaux individuels, en m^3/h ;
$\Gamma_{\text{adj, mech. extr, zone } z}$	un facteur de correction pour l'éventuel défaut de réglage des ouvertures d'évacuation dans la zone de ventilation z , tel que déterminé en B.1.3, (-) ;
$\dot{V}_{\text{leak, extr duct, zone } z, m}$	les fuites du réseau de conduits d'évacuation m en position nominale de l'installation de ventilation dans la zone de ventilation z , en m^3/h , telles que déterminées en B.1.3 ;
$\dot{V}_{\text{req, mech. extr, zone } z}$	le débit d'évacuation total exigé de la zone de ventilation z , égal à la somme des débits d'évacuation exigés vers l'extérieur des locaux individuels, en m^3/h .

Il convient de faire la somme sur tous les réseaux de conduits d'alimentation l et tous les réseaux de conduits d'évacuation m de la zone de ventilation z .

B.2 Facteur de réduction pour le préchauffage

Le facteur de réduction pour le préchauffage r d'un secteur énergétique i est égal au facteur de réduction pour le préchauffage de la zone de ventilation z dont le secteur énergétique i fait partie :

Eq. 154 $\Gamma_{\text{preh, heat, sec } i} = \Gamma_{\text{preh, heat, zone } z}$

Eq. 155 $\Gamma_{\text{preh, cool, sec } i} = \Gamma_{\text{preh, cool, zone } z}$

Eq. 156 $\Gamma_{\text{preh, overh, sec } i} = \Gamma_{\text{preh, overh, zone } z}$

La détermination du facteur de réduction pour le préchauffage de la zone de ventilation z au moyen d'un récupérateur de chaleur s'effectue comme décrit ci-dessous. Le préchauffage par passage à travers un espace adjacent non chauffé et/ou à travers un conduit d'amenée souterrain doit être traité selon des règles préalablement définies par le ministre ou, à défaut, sur la base d'une demande d'équivalence.

S'il n'y a pas de préchauffage, la valeur de r est de 1 dans chacun des cas.

Les pompes à chaleur utilisant l'air rejeté comme source chaleur ne sont pas couvertes par la présente annexe :

- si la pompe à chaleur sert au chauffage des locaux, la prise en compte s'effectue selon le § 10.2.3.3 ;
- si la pompe à chaleur sert à la préparation d'eau chaude sanitaire, la prise en compte s'effectue selon le § 10.3.3.

Récupérateur de chaleur dans le cas d'une ventilation mécanique double flux

Dans une zone de ventilation z dotée d'une ventilation mécanique double flux, il est possible de préchauffer, dans une mesure plus ou moins importante, l'alimentation en air neuf à l'aide d'un échangeur de chaleur qui prélève la chaleur de air rejeté vers l'extérieur. L'air fourni provenant de l'extérieur peut éventuellement être introduit dans la zone de ventilation z via différentes entrées d'air. Dans ce cas, il est possible que les prises d'air ne soient pas toutes préchauffées. À l'inverse, l'évacuation mécanique vers l'extérieur peut éventuellement se faire par plusieurs sorties d'air et il est possible qu'il n'y ait pas de récupération de chaleur pour certains de ces flux d'air. Enfin, si le débit d'alimentation mécanique total diffère du débit d'évacuation mécanique total dans la zone de ventilation z, un flux d'air supplémentaire incontrôlé (vers l'intérieur ou l'extérieur) se produira forcément à travers l'enveloppe¹⁸.

Dans la plupart des cas, on peut déterminer le facteur de réduction pour le chauffage des locaux résultant du préchauffage de l'alimentation en air neuf dans une zone de ventilation z par récupération de chaleur à l'aide de la formule suivante :

$$r_{\text{preh,heat,zone z}} = \frac{\sum_p \{ \dot{V}_{\text{in,p}} - e_{\text{heat,hr,p}} \min(\dot{V}_{\text{in,p}}; \dot{V}_{\text{out,p}}) \} + \max\left\{0, \sum_p (\dot{V}_{\text{out,p}} - \dot{V}_{\text{in,p}})\right\}}{\max\left(\sum_p \dot{V}_{\text{in,p}}; \sum_p \dot{V}_{\text{out,p}}\right)} \quad (-)$$

Eq. 157

où :

$e_{\text{heat,hr,p}}$

un facteur adimensionnel indiquant le degré de récupération de chaleur à l'endroit p, déterminé comme suit :

- si le flux d'alimentation en air neuf p n'est pas préchauffé, $e_{\text{heat,hr,p}} = 0$;

- si le flux d'alimentation en air neuf p est préchauffé à l'aide d'un récupérateur de chaleur, $e_{\text{heat,hr,p}} = r_p \cdot \eta_{\text{test,p}}$

Le facteur r_p est déterminé comme décrit ci-dessous. Le rendement thermique $\eta_{\text{test,p}}$ du récupérateur de chaleur à l'endroit p est déterminé comme décrit à l'Bijlage G du présent texte. Une valeur du rendement thermique ne peut être utilisée que dans la mesure où tant $\dot{V}_{\text{in,p}}$ que $\dot{V}_{\text{out,p}}$ ne sont pas supérieurs au débit volumique pendant l'essai défini à l'Bijlage G du présent texte ;

$\dot{V}_{\text{in,p}}$

Le débit d'air entrant à l'endroit p, en m³/h, est déterminé comme décrit ci-dessous ;

$\dot{V}_{\text{out,p}}$

Le débit d'air sortant à l'endroit p, en m³/h, est déterminé comme décrit ci-dessous.

Il convient de faire la somme sur tous les endroits p d'une zone de ventilation z où une alimentation mécanique en air neuf et/ou une évacuation mécanique vers l'extérieur se produisent.

On détermine le débit d'air neuf entrant à l'endroit p comme suit :

- si les performances des ouvertures d'alimentation ont été déterminées selon les règles définies par le ministre et si une mesure continue du débit entrant

¹⁸ Par souci de simplification, l'interaction potentielle entre le terme d'in/exfiltration et le terme de ventilation volontaire n'est, pas convention, pas prise en considération tout comme au § 7.8.2.

s'effectue à l'endroit p et que, sur cette base, la valeur de consigne fait l'objet d'une adaptation continue et automatique de sorte que le débit entrant ne s'écarte pas de plus de 5 % de la valeur de consigne pour aucune des positions du ventilateur, alors on a :

$$\text{Eq. 158} \quad \dot{V}_{in,p} = \dot{V}_{supply, setpoint, nom, p} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

où on considère la valeur de consigne du débit à l'endroit p pour la position nominale du ventilateur, en m³/h ;

- dans tous les autres cas, on a :

$$\text{Eq. 159} \quad \dot{V}_{in,p} = \dot{V}_{mechsupply, p} + \dot{V}_{leak, supplyduct, p} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

Pour la détermination des fuites du réseau de conduits d'alimentation $\dot{V}_{leak, supplyduct, p}$, en m³/h, on applique les mêmes règles que pour la ventilation mécanique simple flux par insufflation (voir B.1.2). Si aucune valeur de mesure des fuites n'est disponible, leur valeur est réputée égale à zéro.

Si les performances des ouvertures d'alimentation ont été déterminées selon les règles définies par le ministre et si les débits d'alimentation ont effectivement été mesurés pour la position nominale de l'installation de ventilation dans tous les locaux alimentés en air neuf via l'endroit p, on utilise alors la somme de ces valeurs de mesure pour $\dot{V}_{mech supply, p}$. Dans le cas contraire, $\dot{V}_{mech supply, p}$ est réputé égal à la somme des débits d'alimentation en air neuf exigés par local.

Si le récupérateur de chaleur alimente plusieurs unités PEB, il n'est pas tenu compte des débits des autres unités PEB pour la détermination du facteur de réduction pour préchauffage

On détermine le débit d'évacuation vers l'extérieur à l'endroit p comme suit :

- si les performances des ouvertures d'évacuation ont été déterminées selon les règles définies par le ministre et si une mesure continue du débit sortant s'effectue à l'endroit p et que, sur cette base, la valeur de consigne fait l'objet d'une adaptation continue et automatique de sorte que le débit sortant ne s'écarte pas de plus de 5 % de la valeur de consigne pour aucune des positions du ventilateur, alors on a :

$$\text{Eq. 160} \quad \dot{V}_{out,p} = \dot{V}_{extr, setpoint, nom, p} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

où on considère la valeur de consigne du débit à l'endroit p pour la position nominale du ventilateur, en m³/h ;

- dans tous les autres cas, on a :

$$\text{Eq. 161} \quad \dot{V}_{out,p} = \dot{V}_{mechextr, p} + \dot{V}_{leak, extr duct, p} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

Pour la détermination des fuites du réseau de conduits d'évacuation $\dot{V}_{leak, extr duct, p}$, en m³/h, on applique les mêmes règles que pour la ventilation mécanique simple flux par extraction (voir B.1.3). Si aucune valeur de mesure des fuites n'est disponible, leur valeur est réputée égale à zéro.

Si les performances des ouvertures d'évacuation ont été déterminées selon les règles définies par le ministre et si les débits d'évacuation ont effectivement été mesurés pour la position nominale de l'installation de ventilation dans tous les locaux desquels l'air est aspiré vers l'extérieur via l'endroit p, on utilise alors la somme de ces valeurs de mesure pour $\dot{V}_{\text{mech extr},p}$. Dans le cas contraire, $\dot{V}_{\text{mech extr},p}$ est réputé égal à la somme des débits d'évacuation exigés vers l'extérieur.

Si le récupérateur de chaleur alimente plusieurs unités PEB, il n'est pas tenu compte des débits des autres unités PEB pour la détermination du facteur de réduction pour préchauffage

Dans le cas où il y a récupération de chaleur à l'endroit p, on détermine r_p comme suit :

- si une mesure continue du débit tant entrant que sortant s'effectue dans le récupérateur de chaleur et si, sur cette base, les valeurs de consigne font l'objet d'une adaptation continue et automatique de sorte que le débit entrant et le débit sortant ne s'écartent pas de plus de 5 % de leur valeur de consigne respective pour aucune des positions du ventilateur, alors on a :

$$r_p = 0,95$$

- dans tous les autres cas, on a :

$$r_p = 0,85$$

On détermine le facteur de réduction pour le calcul du risque de surchauffe et des besoins nets en énergie pour le refroidissement des locaux comme suit :

$$r_{\text{preh,overh,zone } z} = r_{\text{preh,cool,zone } z} = \frac{\sum_p \left\{ \dot{V}_{\text{in},p} - e_{\text{cool,hr},p} \min(\dot{V}_{\text{in},p}; \dot{V}_{\text{out},p}) \right\} + \max\left\{ 0, \sum_p (\dot{V}_{\text{out},p} - \dot{V}_{\text{in},p}) \right\}}{\max\left(\sum_p \dot{V}_{\text{in},p}; \sum_p \dot{V}_{\text{out},p} \right)} \quad (-)$$

Eq. 162

où les différents termes sont les mêmes que ci-dessus, à l'exception de $e_{\text{cool,hr},p}$, dont la valeur est déterminée comme suit :

- si le récupérateur de chaleur p est muni d'un by-pass par lequel le passage à travers l'échangeur de chaleur est complètement fermé ou s'il peut être totalement inactivé d'une autre façon (par exemple, par l'arrêt d'une roue thermique), on a :

$$\text{Eq. 163 } e_{\text{cool,hr},p} = 0 \quad (-)$$

- si le récupérateur de chaleur p est muni d'un by-pass mais que le passage à travers l'échangeur de chaleur n'est complètement fermé ou s'il n'est pas totalement inactivé d'une autre façon, on a :

$$\text{Eq. 164 } e_{\text{cool,hr},p} = 0,5 \times e_{\text{heat,hr},p} \quad (-)$$

- dans tous les autres cas, on a :

$$\text{Eq. 165 } e_{\text{cool,hr},p} = e_{\text{heat,hr},p} \quad (-)$$

B.3 Pré-refroidissement de l'air de ventilation

B.3.1 Règle de calcul

Le facteur de multiplication mensuel $r_{\text{precool,seci,m}}$ pour l'effet du pré-refroidissement de l'air de ventilation pour les calculs de refroidissement et pour la détermination de l'indicateur de surchauffe du secteur énergétique i est égal au facteur de multiplication mensuel pour l'effet du pré-refroidissement de l'air de ventilation de la zone de ventilation z dont le secteur énergétique fait partie :

$$\text{Eq. 166} \quad r_{\text{precool,seci,m}} = r_{\text{precool,zone } z,m} \quad (-)$$

En l'absence de système de pré-refroidissement de l'air de ventilation dans la zone de ventilation z ou si seulement une partie du débit de ventilation hygiénique de la zone de ventilation z est refroidie à l'aide d'un système de pré-refroidissement de l'air de ventilation, $r_{\text{precool,zone } z,m}$ est égal à 1.

Si plusieurs unités PEB utilisent le même système de pré-refroidissement de l'air de ventilation, la valeur par défaut de $r_{\text{precool,zone } z,m}$ est égale à 1. Des valeurs plus favorables être déterminées sur la base d'une demande d'équivalence.

En revanche, si un système de pré-refroidissement est présent et que tout le débit de ventilation hygiénique de la zone de ventilation z est refroidi à l'aide d'un système de pré-refroidissement de l'air de ventilation, il convient de déterminer $r_{\text{precool,zone } z,m}$ comme suit :

$$\text{Eq. 167} \quad r_{\text{precool,zone } z,m} = 1 - e_{\text{precool,m}} \cdot \frac{\theta_{\text{precool,ref,max,m}} - (\theta_{e,m} + \Delta\theta_{e,m})}{23 - (\theta_{e,m} + \Delta\theta_{e,m})} \quad (-)$$

où :

- $e_{\text{precool,m}}$ l'efficacité mensuelle du système de pré-refroidissement concerné, telle que déterminée ci-dessous, (-) ;
- $\theta_{\text{precool,ref,max,m}}$ la température de référence pour l'abaissement de température maximum, telle que déterminée ci-dessous, en °C ;
- $\theta_{e,m}$ la température extérieure moyenne mensuelle, dérivée du Tableau [1], en °C ;
- $\Delta\theta_{e,m}$ une hausse de la température extérieure moyenne mensuelle pour le calcul des besoins nets en énergie pour le refroidissement, égale par hypothèse à 1 °C.

Les expressions $e_{\text{precool,m}}$ et $\theta_{\text{precool,ref,max,m}}$ sont développées pour deux types de technologies dans les paragraphes suivants. Pour d'autres technologies, il convient de déterminer $r_{\text{precool,zone } z,m}$ selon des règles préalablement définies par le ministre.

B.3.2 Échangeur de chaleur sol-eau

Les échangeurs de chaleur de sol sont utilisés pour refroidir ou réchauffer l'air de ventilation ou (préchauffage/pré-refroidissement). Ici, on utilise la masse thermique de la terre pour transférer la chaleur. À une profondeur suffisante, la température du sol est stable. En été, cela signifie que l'air de ventilation fourni peut être refroidi ; en hiver, il peut être réchauffé. Dans des échangeurs de chaleur sol-eau, l'eau est envoyée à travers une série de conduits couplés à une batterie air par l'intermédiaire d'un collecteur. L'eau mise en circulation dans les conduits par une pompe réchauffera ou refroidira l'air.

B.3.2.1 Efficacité $e_{precool,m}$ du système de pré-refroidissement

Pour un échangeur de chaleur sol-eau, la valeur par défaut est :

$$\text{Eq. 168} \quad e_{precool,m} = 0,7 \cdot w_{soil/water,m} \quad (-)$$

où :

$w_{soil/water,m}$ un facteur mensuel qui prend en compte le temps de fonctionnement de l'échangeur de chaleur sol-eau, (-)

$$\text{Eq. 169} \quad \begin{array}{ll} \text{si } \theta_{e,m} - \theta_{soil,m} \leq 0 & \text{alors } w_{soil/water,m} = 0 \\ \text{si } 0 < \theta_{e,m} - \theta_{soil,m} \leq 2 & \text{alors } w_{soil/water,m} = 0,5 \\ \text{si } \theta_{e,m} - \theta_{soil,m} > 2 & \text{alors } w_{soil/water,m} = 1 \end{array} \quad (-)$$

où :

$\theta_{e,m}$ la température extérieure moyenne mensuelle, en °C, dérivée du Tableau [1] ;

$\theta_{soil,m}$ la température moyenne mensuelle du sol en fonction de la profondeur du conduit enterré, telle que déterminée en B.3.2.2, en °C.

B.3.2.2 Température de référence pour l'abaissement de température maximum $\theta_{precool,ref,max,m}$

La température de référence pour la détermination de la performance de l'échangeur de chaleur sol-eau est donnée par :

$$\text{Eq. 170} \quad \theta_{precool,ref,max,m} = \frac{\left(\frac{e_{wt} \theta_{soil,m}}{e_{wt} - 1} - \frac{0,34 \sum \dot{V}_{hyg,cool,sec i}}{1160 \dot{V}_w} (\theta_{e,m} + \Delta\theta_{e,m}) \right)}{\left(1 - \frac{0,34 \sum \dot{V}_{hyg,cool,sec i}}{1160 \dot{V}_w} + \frac{1}{e_{wt} - 1} \right)} \quad (^\circ\text{C})$$

où :

$\dot{V}_{hyg,cool,sec i}$ le débit de ventilation hygiénique du secteur énergétique i , pour les calculs de refroidissement, tel que déterminé au § 7.8.5, en m^3/h ;

\dot{V}_w le débit d'eau à travers l'échangeur de chaleur sol-eau, en m^3/h ;

- e_{wt} l'efficacité de l'échangeur de chaleur sol-eau, telle que déterminée ci-dessous, (-) ;
- $\theta_{soil,m}$ la température moyenne mensuelle du sol en fonction de la profondeur du conduit enterré, telle que déterminée ci-dessous, en °C ;
- $\theta_{e,m}$ la température extérieure moyenne mensuelle, dérivée du Tableau [1], en °C ;
- $\Delta\theta_{e,m}$ une hausse de la température extérieure moyenne mensuelle pour le calcul des besoins nets en énergie pour le refroidissement, égale par hypothèse à 1°C.

Il convient de faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i de la zone de ventilation z qui sont raccordés à l'échangeur de chaleur sol-eau.

Pour la détermination de la température moyenne mensuelle du sol $\theta_{soil,m}$, on établit une distinction entre les conduits enterrés horizontaux et verticaux.

- Conduits enterrés horizontaux : on dérive la température moyenne mensuelle du sol du Tableau [20] ;
- Conduits enterrés verticaux: on détermine la température moyenne mensuelle du sol au moyen de la formule ci-dessous :

$$\text{Eq. 171} \quad \theta_{soil,m} = \frac{\theta_{soil,1m,m} + \theta_{soil,2m,m} + \theta_{soil,3m,m} + \theta_{soil,4m,m} + \theta_{soil,5m,m} \cdot (L_{soil/water} - 4)}{L_{soil/water}} \quad (^\circ\text{C})$$

$\theta_{soil,1m,m}$, $\theta_{soil,2m,m}$, $\theta_{soil,3m,m}$, $\theta_{soil,4m,m}$ en $\theta_{soil,5m,m}$ la température moyenne mensuelle du sol à une profondeur de 1, 2, 3, 4 et 5 m respectivement, dérivée du Tableau [20] ;

$L_{soil/water}$ la profondeur maximale du conduit enterré, en m.

Tableau [20] : Température moyenne du sol pour la détermination de $\theta_{soil,m}$

	Jan	Fév	Mar	Avr	Mai	Juin	Juil	Août	Sep	Oct	Nov	Déc
0,5 m	4,2	4,3	5,8	8,8	12,1	15,1	16,8	16,8	15,0	12,1	8,7	5,9
1 m	5,4	5,0	6,0	8,2	11,0	13,8	15,5	16,0	14,9	12,7	9,8	7,2
2 m	7,5	6,5	6,6	7,8	9,6	11,7	13,5	14,5	14,3	13,2	11,3	9,2
3 m	9,0	7,9	7,6	7,9	9,0	10,5	11,9	13,1	13,4	13,1	11,9	10,5
4 m	10,0	9,0	8,5	8,4	8,9	9,8	10,9	11,9	12,5	12,6	12,1	11,2
5 m+	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0

Pour les profondeurs intermédiaires, le tableau est interpolé.

L'efficacité de l'échangeur de chaleur sol-eau est donnée par :

$$\text{Eq. 172} \quad e_{wt} = 1 - e^{-\frac{\alpha_{wt} A_{wt}}{1160 \dot{V}_w}} \quad (-)$$

où :

α_{wt} le coefficient de transmission thermique des conduits dans l'échangeur de chaleur sol-eau, tel que déterminé ci-dessous, en $W/(m^2.K)$;

A_{wt} la surface d'échange de chaleur des conduits, en m^2 , telle que déterminée ci-dessous ;

\dot{V}_w le débit d'eau à travers l'échangeur de chaleur sol-eau, en m^3/h .

Le coefficient de transmission thermique des conduits α_{wt} est donné par :

$$\text{Eq. 173} \quad \alpha_{wt} = \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_{tube} + 2t_{tube}}{D_{tube}}\right)}{2\lambda_{tube}/D_{tube}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{tube} + 2t_{soil}}{D_{tube} + 2t_{tube}}\right)}{2\lambda_{soil}/D_{tube}} \right)^{-1}$$

W/($m^2 \cdot K$)

où :

α_i le coefficient de convection interne de l'écoulement dans le conduit de l'échangeur de chaleur pour le pré-refroidissement, tel que déterminé ci-dessous, en W/($m^2 \cdot K$) ;

t_{soil} l'épaisseur du massif de terre autour du conduit qui est pris en compte, telle que déterminée ci-dessous, en m ;

D_{tube} le diamètre intérieur du conduit, en m ;

t_{tube} l'épaisseur de la paroi du conduit, en m ;

λ_{tube} la conductivité thermique du conduit, en W/mK ;

λ_{soil} la conductivité thermique du sol, égale par hypothèse à 2, en W/mK.

Le coefficient de convection interne est donné par :

- pour l'eau :

$$\text{Eq. 174} \quad \alpha_i = 0,58 \frac{Nu}{D_{tube}} \quad \text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

- pour une solution eau/glycol (tous types) :

$$\text{Eq. 175} \quad \alpha_i = 0,43 \frac{Nu}{D_{tube}} \quad \text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

où :

$$\text{Eq. 176} \quad Nu = \left(Nu_{lam}^5 + Nu_{turb}^5 \right)^{1/5} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 177} \quad Nu_{lam} = \left[3,66^3 + 1,61^3 \times \left(\frac{Re \times Pr \times D_{tube}}{L_{tube}} \right) \right]^{1/3} \quad (-)$$

où :

$$\text{Eq. 178} \quad \text{Nu}_{\text{turb}} = \frac{f_{\text{turb}} \times (\text{Re} - 1000) \times \text{Pr}}{2 \times \left(1 + 12,7 \times \sqrt{\frac{f_{\text{turb}}}{2}} \times (\text{Pr}^{2/3} - 1) \right)} \quad (-)$$

où :

$$\text{Eq. 179} \quad f_{\text{turb}} = (1,58 \times \ln \text{Re} - 3,28)^{-2} \quad (-)$$

où :

- pour l'eau :

$$\text{Eq. 180} \quad \text{Re} = 996200 \frac{4}{3600\pi} \frac{\dot{V}_w}{n_{\text{tube}} D_{\text{tube}}} \quad (-)$$

Pr = 7

- pour une solution eau/glycol (tous types) :

$$\text{Eq. 181} \quad \text{Re} = 624200 \frac{4}{3600\pi} \frac{\dot{V}_w}{n_{\text{tube}} D_{\text{tube}}} \quad (-)$$

Pr = 12,5

L'épaisseur du massif de terre autour du conduit qui est pris en compte t_{soil} est donnée par :

$$\text{Eq. 182} \quad t_{\text{soil}} = \frac{p_{\text{tube}} - D_{\text{tube}}}{2} \quad \text{si } p_{\text{tube}} - D_{\text{tube}} < 0,5$$

$$t_{\text{soil}} = 0.25 \quad \text{si } p_{\text{tube}} - D_{\text{tube}} \geq 0,5 \quad (m)$$

où :

p_{tube} la distance entre les conduits parallèles, en m ;
 D_{tube} le diamètre intérieur du conduit, en m.

La surface d'échange de chaleur A_{wt} est donnée par :

$$\text{Eq. 183} \quad A_{\text{wt}} = \pi \cdot D_{\text{tube}} \cdot L_{\text{tube}} \cdot n_{\text{tube}} \quad (m^2)$$

où :

D_{tube} le diamètre intérieur du conduit, en m ;
 L_{tube} la longueur du conduit, en m ;
 n_{tube} le nombre de conduits en parallèle, (-).

B.3.3 Refroidissement par évaporation

Le principe du refroidissement par évaporation (ou refroidissement adiabatique) consiste à refroidir l'air fourni d'un bâtiment par injection d'eau. Il existe de nombreuses variantes de cette technologie, avec différents prétraitements et des techniques de récupération. La performance des systèmes de refroidissement par évaporation varie fortement en fonction du mode de conception de ces systèmes.

Si l'on injecte de l'eau ordinaire dans l'air fourni ou l'air rejeté, on peut utiliser la méthode ci-après.

Pour d'autres systèmes plus complexes, il convient de déterminer $r_{precool,zone z,m}$ selon le principe d'équivalence.

B.3.3.1 Efficacité $e_{precool,m}$ du système de pré-refroidissement

Pour le refroidissement par évaporation, la valeur par défaut de l'efficacité est :

$$\text{Eq. 184} \quad e_{precool,m} = 0,8 \cdot w_{evap,m} \quad (-)$$

où :

$w_{evap,m}$ un facteur mensuel qui prend en compte le temps de fonctionnement du refroidissement par évaporation, (-) :

$$\text{Eq. 185} \quad \begin{aligned} \text{si } Q_{cool,net,m} \leq 0 \quad Q_{cool,net,m} \leq 0 & \quad \text{alors } w_{evap,m} = 0 \\ \text{si } Q_{cool,net,m} > 0 & \quad \text{alors } w_{evap,m} = 1 \end{aligned} \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{cool,net,seci,m}$ les besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique i , déterminés sans prendre en compte le refroidissement par évaporation, en MJ.

Il convient de faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i de la zone de ventilation z qui utilisent le refroidissement par évaporation.

B.3.3.2 Température de référence pour l'abaissement de température maximum $\theta_{precool,ref,max,m}$

Si l'on injecte de l'eau ordinaire dans l'air fourni ou l'air rejeté, la température de référence est la température de bulbe humide du débit d'air concerné. La valeur par défaut de $\theta_{precool,ref,max,m}$ est réputé égal à la température de bulbe humide moyenne mensuelle dérivée du Tableau [21].

Tableau [21] : Température de bulbe humide moyenne mensuelle humide (°C)

Jan	Fév	Mar	Avr	Mai	Juin	Juil	Août	Sep	Oct	Nov	Déc
1,9	1,7	3,0	5,9	9,3	12,7	14,6	14,7	12,0	9,7	4,8	2,3

Bijlage C L'ensoleillement mensuel

C.1 Introduction

La présente annexe décrit les algorithmes de calcul de l'ensoleillement mensuel d'un plan j quelconque. L'ensoleillement est calculé pour les parois transparentes, les systèmes d'énergie solaire passifs, les systèmes d'énergie solaire thermique et les systèmes d'énergie solaire photovoltaïque. Pour l'utilisateur, seul le point C.2, qui définit comment l'ombrage est caractérisé, est intéressant.

La pente θ_j du plan j est l'angle, exprimé en degrés, entre la verticale et la normale au plan j . Pour un plan horizontal, la pente est de 0° ; pour un plan vertical, elle est de 90° .

L'orientation ϕ_j du plan j est l'angle, exprimé en degrés, entre le sud et la projection horizontale de la normale au plan j . En direction de l'ouest, l'orientation est positive tandis qu'elle est négative en direction de l'est.

C.2 Schématisation de l'ombrage

C.2.1 Généralités

Un plan j peut être ombragé par des éléments environnants étrangers au bâtiment, appelés obstacles, et par des éléments liés au bâtiment, appelés saillies horizontales ou latérales. Les obstacles font écran au rayonnement solaire direct lorsque le soleil descend sous une hauteur donnée. Les saillies horizontales font écran au rayonnement solaire direct lorsque le soleil se trouve au-dessus d'une hauteur donnée et les saillies latérales font écran au rayonnement solaire direct lorsque l'angle horaire est inférieur ou supérieur à une valeur donnée. Les obstacles comprennent les bâtiments, arbres et collines environnants. Les saillies comprennent les débords de toiture, balcons, auvents horizontaux et prolongements de murs latéraux.

C.2.2 Géométrie d'un obstacle

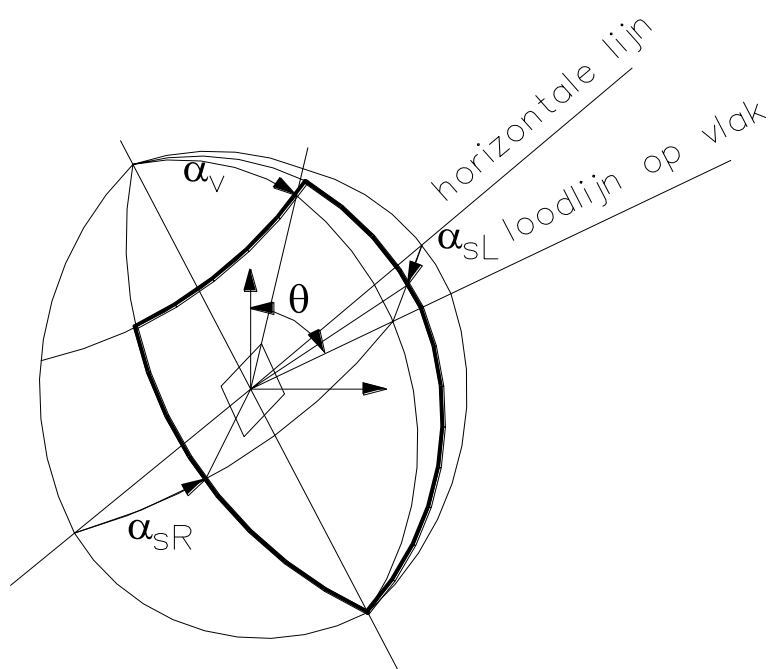
Les obstacles sont schématisés par un seul plan d'obstacle vertical. L'angle d'obstruction α_h est l'angle entre le plan horizontal et la ligne reliant le centre du plan ensoleillé au bord supérieur du plan d'obstacle vertical.

C.2.3 Géométrie des saillies

Les saillies sont schématisées par une saillie horizontale et deux saillies verticales définies à l'aide d'un angle de saillie verticale α_v (0° en l'absence de saillie horizontale, valeur maximale 180°), d'un angle de saillie à gauche α_{sL} (0° en l'absence de saillie à gauche, valeur maximale 180°) et d'un angle de saillie à droite α_{sR} (0° en l'absence de saillie à droite, valeur maximale 180°), tels qu'indiqués à la Figure [1].

Explication : les limites des saillies forment un rectangle sur une photo prise avec un objectif « fisheye » depuis le centre du plan considéré dans la direction perpendiculaire à celui-ci. Ce rectangle, appelé plan de ciel, correspond à la partie du ciel visible depuis le plan.

Figure [1] : Géométrie des saillies



C.2.4 Valeurs par défaut

Si l'on utilise des valeurs par défaut, celles-ci doivent s'appliquer à tous les angles du plan ensoleillé.

Les valeurs par défaut à utiliser pour les angles relatifs aux obstacles sont les suivantes :

- pour les calculs de chauffage et pour les capteurs solaires thermiques :
 - angle d'obstruction : 25°
 - angle de saillie à gauche α_{sL} , à droite α_{sR} et verticale α_v : 0°
- pour les besoins de refroidissement et la surchauffe :
 - angle d'obstruction : 15°
 - angle de saillie à gauche α_{sL} , à droite α_{sR} et verticale α_v : 0°

Pour des installations photovoltaïques, ces valeurs par défaut ne s'appliquent pas et il est obligatoire d'entrer toujours l'ombrage de manière détaillée (voir le § 12.1).

C.3 Ensoleillement mensuel d'un plan non ombragé

C.3.1 Ensoleillement total

On considère que l'ensoleillement mensuel d'un plan j non ombragé quelconque est égal à la somme des ensoleillements mensuels direct, diffus et réfléchi :

$$\text{Eq. 186} \quad I_{s,m,j,\text{unshad}} = I_{s,\text{dir},m,j,\text{unshad}} + I_{s,\text{dif},m,j,\text{unshad}} + I_{s,\text{refl},m,j,\text{unshad}} \quad (\text{MJ/m}^2)$$

où :

$I_{s,\text{dir},m,j,\text{unshad}}$ l'ensoleillement direct du plan j pour le mois considéré, en MJ/m^2 ;
 $I_{s,\text{dif},m,j,\text{unshad}}$ l'ensoleillement diffus du plan j pour le mois considéré, en MJ/m^2 ;

$I_{s,refl,m,j,unshad}$ l'ensoleillement réfléchi du plan j pour le mois considéré, en MJ/m².

Les différents termes sont calculés aux paragraphes suivants.

C.3.2 Ensoleillement direct

Le calcul de l'ensoleillement direct mensuel s'effectue pour un jour caractéristique du mois. Il s'agit du 15 de chaque mois. Le numéro du jour caractéristique donne le nombre de jours à partir du 1er janvier (365 jours), voir le Tableau [1].

On détermine l'ensoleillement direct mensuel d'un plan non ombragé comme suit :

$$\text{Eq. 187} \quad I_{s,dir,m,j,unshad} = [I_{s,tot,m,hor} - I_{s,dif,m,hor}] \frac{Q_{s,dir,char,j}}{Q_{s,dir,char,hor}} \quad (\text{MJ/m}^2)$$

où :

$I_{s,tot,m,hor}$ l'ensoleillement mensuel d'un plan horizontal non ombragé pour l'année de référence à Uccle, en MJ/m², voir le Tableau [1] ;

$I_{s,dif,m,hor}$ l'ensoleillement diffus mensuel d'un plan horizontal non ombragé pour l'année de référence à Uccle, en MJ/m², voir le Tableau [1] ;

$Q_{s,dir,char,j}$ l'ensoleillement direct journalier d'un plan j non ombragé pour le jour caractéristique du mois considéré, en J/(m².jour) ;

$Q_{s,dir,char,hor}$ l'ensoleillement direct journalier d'un plan horizontal non ombragé pour le jour caractéristique du mois considéré, en J/(m².jour) ;

On calcule l'ensoleillement direct journalier d'un plan non ombragé et l'ensoleillement direct journalier d'un plan horizontal non ombragé pour le jour caractéristique du mois considéré comme suit :

$$\text{Eq. 188} \quad Q_{s,dir,char,j} = 240 \times \sum_{\omega_1}^{\omega_2} \max\{0 ; [q_{s,dir,n} \times \cos \chi_{s,j} \times \Delta\omega]\} \quad (\text{J}/(\text{m}^2 \cdot \text{jour}))$$

$$\text{Eq. 189} \quad Q_{s,dir,char,hor} = 240 \times \sum_{\omega_3}^{\omega_4} \max\{0 ; [q_{s,dir,n} \times \cos \chi_{s,hor} \times \Delta\omega]\} \quad (\text{J}/(\text{m}^2 \cdot \text{jour}))$$

où :

$q_{s,dir,n}$ l'ensoleillement direct d'un plan perpendiculaire à la direction du soleil pour le jour caractéristique du mois, en W/m², tel que calculé ci-dessous ;

ω l'angle horaire (180° à minuit, 90° à 6 h, 0° à midi, -90° à 18 h) ;

$\Delta\omega$ le pas de l'angle horaire, en ° (1 heure = 15°) ;

ω_1 l'angle horaire du matin où $\cos \chi_{s,hor}$ est supérieur à zéro et où $\cos \chi_{s,j}$ devient supérieur à zéro, en ° ;

ω_2 l'angle horaire du soir où $\cos \chi_{s,hor}$ est supérieur à zéro et où $\cos \chi_{s,j}$ est encore tout juste supérieur à zéro, en ° ;

ω_3 l'angle horaire du matin où $\cos \chi_{s,hor}$ devient supérieur à zéro, en ° ;

ω_4	l'angle horaire du soir où $\cos\chi_{s,hor}$ est encore tout juste supérieur à zéro, en ° ;
$\chi_{s,j}$	l'angle d'incidence par pas $\Delta\omega$ du soleil sur le plan j, en °, tel que calculé ci-dessous ;
$\chi_{s,hor}$	l'angle d'incidence par pas $\Delta\omega$ du soleil sur le plan horizontal, en °, tel que calculé ci-dessous ;
240	le facteur de conversion de l'angle horaire en s.

On prend comme pas de temps, pour le calcul, un angle horaire de 15°.

On détermine l'ensoleillement direct d'un plan perpendiculaire à la direction du soleil pour le jour caractéristique de chaque mois par heure comme suit :

$$\text{Eq. 190} \quad q_{s,dir,n} = \max\left[0; 1353 \cdot \left(1 + 0,033 \cdot \cos\left(\frac{360 \cdot d}{365}\right)\right) \cdot \exp(-m_{path} \cdot d_R \cdot T_L)\right] \quad (\text{W/m}^2)$$

où :

d	le numéro de chacun des jours caractéristiques, voir le Tableau [1] ;
m_{path}	le facteur de chemin, en m^{-1} ;
d_R	le chemin optique, en m ;
T_L	le facteur de trouble de l'atmosphère, (-).

Le facteur de chemin, le chemin optique et le facteur de trouble sont donnés par :

$$\text{Eq. 416} \quad m_{path} = \frac{0,992}{\sin(\beta) + 0,15 \cdot (\beta + 3,885)^{-1,253}} \quad (\text{m}^{-1})$$

$$\text{Eq. 192} \quad d_R = 1,4899 - 2,1099\cos(\beta) + 0,6322\cos(2.\beta) + 0,0253\cos(3.\beta) - 1,0022\sin(\beta) + 1,0077\sin(2.\beta) - 0,2606\sin(3.\beta) \quad (\text{m})$$

$$\text{Eq. 417} \quad T_L = 3,372 + 0,053 \cdot \beta - 0,296 \cdot \cos(30 \cdot m) \quad (-)$$

où :

β	l'angle d'élévation du soleil, en ° ;
m	le rang du mois (1 pour janvier, 2 pour février, etc.). L'argument du cos est exprimé en °.

L'angle d'élévation du soleil est égal à :

$$\text{Eq. 194} \quad \beta = \max\left[0; 90 - \arccos[\cos\varphi \cdot \cos\delta \cdot \cos\omega + \sin\varphi \cdot \sin\delta]\right] \quad (^\circ)$$

où :

φ	la latitude, pour Uccle, +50,8°
δ	la déclinaison pour chacun des jours caractéristiques, en °, égale à

$$\text{Eq. 195} \quad \delta = \arcsin \left[-\sin(23,45) \cdot \cos \left(\frac{360}{365} \cdot (d+10) \right) \right] \quad (^\circ)$$

où :

d le numéro de chacun des jours caractéristiques, voir le Tableau [1].

On détermine l'angle d'incidence du soleil sur le plan j et sur le plan horizontal comme suit :

$$\text{Eq. 418} \quad \cos(\chi_{s,j}) = \begin{pmatrix} 0,775 \cdot [\sin(\delta) \cdot \cos(\theta_j) + \cos(\delta) \cdot \sin(\theta_j) \cdot \cos(\phi_j) \cdot \cos(\omega)] \\ -0,632 \cdot [\sin(\delta) \cdot \sin(\theta_j) \cdot \cos(\phi_j) - \cos(\delta) \cdot \cos(\theta_j) \cdot \cos(\omega)] \\ + [\cos(\delta) \cdot \sin(\theta_j) \cdot \sin(-\phi_j) \cdot \sin(\omega)] \end{pmatrix} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 197} \quad \chi_{s,\text{hor}} = 90 - \beta \quad (-)$$

C.3.3 Ensoleillement diffus

On détermine l'ensoleillement diffus mensuel d'un plan non ombragé comme suit :

$$\text{Eq. 198} \quad I_{s,\text{dif},m,j,\text{unshad}} = I_{s,\text{dif},m,\text{hor}} C_m \left(\frac{1 + \cos\theta_j}{2} \right) \quad (\text{MJ/m}^2)$$

où :

$I_{s,\text{dif},m,\text{hor}}$ l'ensoleillement diffus mensuel d'un plan horizontal non ombragé pour l'année de référence à Uccle, en MJ/m^2 , voir le Tableau [1] ;

C_m un facteur de correction pour le caractère anisotrope du rayonnement diffus, voir le Tableau [22] ;

θ_j la pente (l'angle entre la verticale et la normale au plan) du plan j, en $^\circ$.

Tableau [22]: facteur de correction pour le caractère anisotrope du rayonnement diffus

		Orientation(°)								
		0 (S)	±22,5	±45	±67,5	±90 (E/O)	±112,5	±135	±157,5	±180 (N)
Pente (°)	0 (H)	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
	22,5	1,03	1,03	1,02	1,01	1,00	0,99	0,98	0,97	0,96
	45	1,05	1,04	1,03	1,01	0,99	0,96	0,94	0,92	0,92
	67,5	1,06	1,05	1,03	0,99	0,94	0,90	0,86	0,84	0,83
	90 (V)	1,06	1,04	1,00	0,94	0,87	0,81	0,76	0,73	0,71
	112,5	0,98	0,97	0,92	0,85	0,76	0,68	0,63	0,60	0,60
	135	0,80	0,78	0,74	0,67	0,59	0,53	0,49	0,47	0,47
	157,5	0,58	0,56	0,51	0,48	0,46	0,43	0,41	0,40	0,34
	180	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Pour les orientations et pentes intermédiaires, on commence par interpoler dans le tableau selon l'orientation à pente constante. Ensuite, on interpole dans un second temps selon la pente à orientation constante.

C.3.4 Ensoleillement réfléchi

On calcule l'ensoleillement réfléchi mensuel d'un plan non ombragé comme suit :

$$\text{Eq. 199} \quad I_{s, \text{refl}, m, j, \text{unshad}} = 0,2 \cdot I_{s, \text{tot}, m, \text{hor}} \left(\frac{1 - \cos \theta_j}{2} \right) \quad (\text{MJ/m}^2)$$

où :

$I_{s, \text{tot}, m, \text{hor}}$ l'ensoleillement mensuel total d'un plan horizontal non ombragé pour l'année de référence à Uccle, en MJ/m², voir le Tableau [1].

C.4 Ensoleillement mensuel d'un plan ombragé

C.4.1 Pour un angle d'obstruction $\alpha_h \leq 60^\circ$

C.4.1.1 Ensoleillement total

On considère que l'ensoleillement mensuel d'un plan j ombragé quelconque est égal à la somme des ensoleillements mensuels direct, diffus et réfléchi :

$$\text{Eq. 200} \quad I_{s, m, j, \text{shad}} = I_{s, \text{dir}, m, j, \text{shad}} + I_{s, \text{dif}, m, j, \text{shad}} + I_{s, \text{refl}, m, j, \text{shad}} \quad (\text{MJ/m}^2)$$

où :

$I_{s, \text{dir}, m, j, \text{shad}}$ l'ensoleillement direct du plan j pour le mois considéré, en MJ/m² ;

$I_{s, \text{dif}, m, j, \text{shad}}$ l'ensoleillement diffus du plan j pour le mois considéré, en MJ/m² ;

$I_{s, \text{refl}, m, j, \text{shad}}$ l'ensoleillement réfléchi du plan j pour le mois considéré, en MJ/m².

Les différents termes sont calculés aux paragraphes suivants.

C.4.1.2 Ensoleillement direct

On détermine l'ensoleillement direct mensuel du plan ombragé ($I_{s,dir,m,j,shad}$) de la même manière que pour un plan non ombragé. Pour le calcul de l'ensoleillement direct journalier du plan considéré pour le jour caractéristique du mois concerné, on applique, pour chaque angle horaire où le soleil se trouve au-dessus de l'horizon, les règles suivantes :

- Pour les angles horaires compris entre ω_1 et ω_2 , pour lesquels l'élévation du soleil β est inférieure à l'angle d'obstacle α_h , on considère que l'ensoleillement direct est égal à zéro ;
- Pour les autres angles horaires, on pratique une transformation des coordonnées sphériques pour l'angle azimutal du soleil γ_s et la hauteur du soleil β en un système d'axes pour lequel les obstacles ont été définis. On obtient comme résultat les angles transformés γ_s' et β' ;
- Si le point (γ_s' , β') tombe en dehors du plan du ciel, l'ensoleillement direct est réputé égal à zéro. Sinon, l'ensoleillement direct est réputé égal à la valeur non ombragée.

L'angle azimutal du soleil γ_s est donné par :

$$\text{Eq. 201} \quad \gamma_s = -\text{sign}(\omega) \cdot \arccos \left(\frac{\cos(\chi_{s,hor}) \cdot \sin(\varphi) - \sin(\delta)}{\sin(\chi_{s,hor}) \cdot \cos(\varphi)} \right) \quad (-)$$

C.4.1.3 Ensoleillement diffus

On détermine l'ensoleillement diffus mensuel du plan ombragé comme suit :

$$\text{Eq. 202} \quad I_{s,dif,m,j,shad} = I_{s,dif,m,hor} \cdot \left(\frac{1 + \cos(\theta_j)}{2} \right) \cdot C_m \cdot C_n \quad (\text{MJ/m}^2)$$

$$\text{Eq. 203} \quad C_n = \frac{\left(\left(\frac{180 - \theta_j}{90} \right) \cdot (1 - \sin(\alpha_h)) - (1 - \cos(\alpha_v)) \right) \cdot (180 - \alpha_{sL} - \alpha_{sR})}{2 \cdot (180 - \theta_j)} \quad (-)$$

où :

$I_{s,dif,m,hor}$ l'ensoleillement diffus mensuel d'un plan horizontal non ombragé à Uccle, en MJ/m^2 , voir le Tableau [1].

Si la formule pour la détermination de c_n débouche sur un nombre négatif, on considère alors que $c_n = 0$.

C.4.1.4 Ensoleillement réfléchi

on calcule l'ensoleillement réfléchi mensuel d'un plan quelconque comme suit :

$$\text{Eq. 204} \quad I_{s, \text{refl}, m, j, \text{shad}} = 0,2 \cdot I_{s, \text{tot}, m, \text{hor}} \left(\frac{1 - \cos \theta_j}{2} \right) \quad (\text{MJ/m}^2)$$

où :

$I_{s, \text{tot}, m, \text{hor}}$ l'ensoleillement mensuel total d'un plan horizontal non ombragé à Uccle, en MJ/m², voir le Tableau [1].

C.4.2 Pour un angle d'obstruction $\alpha_h > 60^\circ$

Pour un angle d'obstruction $\alpha_h > 60^\circ$, on établit une distinction entre les obstacles liés au bâtiment et les obstacles environnants.

le calcul de l'ensoleillement mensuel d'un plan j ombragé s'effectue comme suit :

$$\text{Eq. 205} \quad I_{s, m, j, \text{shad}} = F_{s, m, j, \text{env obst}} \cdot I_{s, m, j, \text{shad, obst from build}} \quad (\text{MJ/m}^2)$$

où :

$F_{s, m, j, \text{env obst}}$ le facteur d'ombrage dû à des obstacles environnants, (-) ;

$I_{s, m, j, \text{shad, obst from build}}$ l'ensoleillement du plan j pour le mois considéré, compte tenu de l'ombrage dû à des obstacles liés au bâtiment, tel que déterminé ci-dessous, en MJ/m².

C.4.2.1 Ensoleillement $I_{s, m, j, \text{shad, obst from build}}$

L'ensoleillement du plan j pour le mois considéré, compte tenu de l'ombrage dû à des obstacles liés au bâtiment, $I_{s, m, j, \text{shad, obst from build}}$, est calculé comme suit.

On considère un ensoleillement $I_{s, m, j, \text{shad, obst from build}}$ égal à la somme des ensoleillements mensuels direct, diffus et réfléchi en ne prenant en compte que les obstacles liés au bâtiment (angle d'obstruction $\alpha_h = 0^\circ$).

$$\text{Eq. 206} \quad I_{s, m, j, \text{shad, obst from build}} = I_{s, \text{dir}, m, j, \text{shad}} + I_{s, \text{dif}, m, j, \text{shad}} + I_{s, \text{refl}, m, j, \text{shad}} \quad (\text{MJ/m}^2)$$

où :

$I_{s, \text{dir}, m, j, \text{shad}}$ l'ensoleillement direct du plan j pour le mois considéré compte tenu de l'ombrage dû à des obstacles liés au bâtiment, en MJ/m² ;

$I_{s, \text{dif}, m, j, \text{shad}}$ l'ensoleillement diffus du plan j pour le mois considéré compte tenu de l'ombrage dû à des obstacles liés au bâtiment, en MJ/m² ;

$I_{s, \text{refl}, m, j, \text{shad}}$ l'ensoleillement réfléchi du plan j pour le mois considéré compte tenu de l'ombrage dû à des obstacles liés au bâtiment, en MJ/m².

C.4.2.2 Facteur d'ombrage

Le facteur d'ombrage dû à des obstacles environnants $F_{s, m, j, \text{env obst}}$ est calculé par interpolation linéaire par l'équation suivante :

$$\text{Eq. 207} \quad F_{s,m,j,\text{env obst}} = F_{s,m,j,\text{env obst},60^\circ} \cdot \frac{(90 - \alpha_h)}{30} \quad (-)$$

où :

$F_{s,m,j,\text{env obst},60^\circ}$ le facteur d'ombrage dû à des obstacles environnants d'un angle d'obstruction de 60° .

On dérive les valeurs de $F_{s,m,j,\text{env obst},60^\circ}$ des tableaux C0, en fonction de l'orientation et de la pente de la surface vitrée.

C.4.2.3 Facteur d'ombrage dû à des obstacles environnants d'un angle d'obstruction de 60°

La présente annexe contient les tableaux C0 reprenant les valeurs mensuelles des facteurs d'ombrage $F_{s,m,j,\text{env obst},60^\circ}$ pour une série d'orientations et de pentes de surfaces vitrées

Les valeurs sont données pour un angle d'obstruction de 60° , angle à partir duquel le mode de prise en compte détaillé de l'ombrage a été modifié.

Pour les orientations et pentes intermédiaires, on commence par interpoler dans le tableau selon l'orientation à pente constante. Ensuite, on interpole dans un second temps selon la pente à orientation constante.

Pour des angles d'inclinaison supérieurs à 90° , les valeurs d'un angle d'inclinaison de 90° s'appliquent.

Tableaux C0 : Facteur d'ombrage - Angle d'obstruction de 60°

Tabellen C0 / Oriëntatie $\phi = 0^\circ$ (Zuid)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal				Vertikaal
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,08	0,05	0,04	0,04	0,04
Februari	0,06	0,04	0,04	0,04	0,04
Maart	0,06	0,05	0,04	0,04	0,05
April	0,06	0,05	0,05	0,05	0,07
Mei	0,08	0,08	0,08	0,08	0,10
Juni	0,21	0,21	0,22	0,22	0,20
Juli	0,11	0,11	0,12	0,12	0,12
Augustus	0,06	0,05	0,05	0,06	0,07
September	0,06	0,05	0,05	0,05	0,06
Oktober	0,05	0,04	0,03	0,03	0,03
November	0,08	0,05	0,04	0,04	0,04
December	0,09	0,06	0,05	0,05	0,05

Tabellen C0 / Oriëntatie $\phi = 45^\circ$ (Zuid-West)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal				Vertikaal
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,08	0,05	0,05	0,04	0,05
Februari	0,06	0,05	0,04	0,04	0,04
Maart	0,06	0,05	0,05	0,05	0,05
April	0,06	0,05	0,05	0,05	0,06
Mei	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08
Juni	0,21	0,21	0,20	0,18	0,14
Juli	0,11	0,12	0,12	0,11	0,11
Augustus	0,06	0,05	0,05	0,06	0,07
September	0,06	0,05	0,05	0,05	0,05
Oktober	0,05	0,03	0,03	0,03	0,03
November	0,08	0,05	0,04	0,04	0,04
December	0,09	0,06	0,06	0,05	0,05

Tabellen C0 / Oriëntatie $\phi = 90^\circ$ (West)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal				Vertikaal
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,08	0,07	0,07	0,07	0,07
Februari	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
Maart	0,06	0,06	0,06	0,06	0,07
April	0,06	0,06	0,06	0,06	0,07
Mei	0,08	0,08	0,08	0,07	0,07
Juni	0,21	0,14	0,12	0,11	0,08
Juli	0,11	0,10	0,10	0,09	0,09
Augustus	0,06	0,06	0,06	0,06	0,07
September	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
Oktober	0,05	0,05	0,04	0,04	0,04
November	0,08	0,07	0,06	0,06	0,06
December	0,09	0,09	0,09	0,08	0,09

Tabellen C0 / Oriëntatie $\phi = 135^\circ$ (Noord-West)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal				Vertikaal
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,08	0,12	0,12	0,12	0,12
Februari	0,06	0,11	0,11	0,11	0,11
Maart	0,06	0,09	0,09	0,09	0,10
April	0,06	0,08	0,08	0,08	0,09
Mei	0,08	0,07	0,07	0,07	0,08
Juni	0,21	0,09	0,08	0,08	0,09
Juli	0,11	0,09	0,09	0,09	0,10
Augustus	0,06	0,08	0,08	0,08	0,09
September	0,06	0,09	0,09	0,09	0,09
Oktober	0,05	0,08	0,08	0,08	0,08
November	0,08	0,11	0,11	0,11	0,11
December	0,09	0,13	0,13	0,13	0,13

Tabellen C0 / Oriëntatie $\phi = 180^\circ$ (Noord)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal				Vertikaal
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,08	0,13	0,13	0,13	0,13
Februari	0,06	0,12	0,12	0,12	0,12
Maart	0,06	0,12	0,12	0,12	0,12
April	0,06	0,11	0,11	0,12	0,12
Mei	0,08	0,10	0,10	0,10	0,11
Juni	0,21	0,11	0,11	0,11	0,12
Juli	0,11	0,11	0,11	0,11	0,12
Augustus	0,06	0,11	0,11	0,11	0,11
September	0,06	0,12	0,12	0,12	0,12
Oktober	0,05	0,12	0,12	0,12	0,12
November	0,08	0,13	0,13	0,13	0,13
December	0,09	0,13	0,13	0,13	0,13

Tabellen C0 / Oriëntatie $\phi = -135^\circ$ (Noord-Oost)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal				Vertikaal
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,08	0,12	0,12	0,12	0,12
Februari	0,06	0,11	0,11	0,11	0,12
Maart	0,06	0,10	0,10	0,10	0,11
April	0,06	0,09	0,09	0,10	0,10
Mei	0,08	0,08	0,08	0,08	0,09
Juni	0,21	0,09	0,09	0,09	0,11
Juli	0,11	0,09	0,09	0,09	0,10
Augustus	0,06	0,09	0,09	0,09	0,10
September	0,06	0,10	0,10	0,10	0,11
Oktober	0,05	0,11	0,11	0,11	0,11
November	0,08	0,13	0,13	0,13	0,13
December	0,09	0,13	0,13	0,13	0,13

Tabellen C0 / Oriëntatie $\phi = -90^\circ$ (Oost)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal				Vertikaal
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,08	0,09	0,09	0,09	0,09
Februari	0,06	0,08	0,07	0,07	0,08
Maart	0,06	0,07	0,07	0,07	0,08
April	0,06	0,07	0,07	0,07	0,08
Mei	0,08	0,06	0,06	0,06	0,07
Juni	0,21	0,15	0,14	0,13	0,11
Juli	0,11	0,10	0,09	0,09	0,09
Augustus	0,06	0,07	0,07	0,07	0,08
September	0,06	0,07	0,07	0,07	0,08
Oktober	0,05	0,07	0,07	0,07	0,08
November	0,08	0,10	0,09	0,09	0,10
December	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10

Tabellen C0 / Oriëntatie $\phi = -45^\circ$ (Zuid-Oost)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal				Vertikaal
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,08	0,06	0,05	0,05	0,06
Februari	0,06	0,05	0,05	0,05	0,05
Maart	0,06	0,05	0,05	0,05	0,06
April	0,06	0,06	0,06	0,06	0,07
Mei	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08
Juni	0,21	0,22	0,21	0,20	0,17
Juli	0,11	0,12	0,11	0,11	0,11
Augustus	0,06	0,06	0,06	0,06	0,07
September	0,06	0,06	0,05	0,06	0,07
Oktober	0,05	0,05	0,04	0,04	0,05
November	0,08	0,06	0,06	0,06	0,06
December	0,09	0,07	0,06	0,06	0,06

C.5 Facteur d'utilisation $a_{c,m,j}$: tableaux

Les tableaux C1 à C3 contiennent les valeurs mensuelles des facteurs d'utilisation $a_{c,m,j}$ des protections solaires pour une série d'orientations et de pentes des plans ensoleillés.

Pour les orientations et pentes intermédiaires, on commence par interpoler dans les tableaux C1 à C3 selon l'orientation à pente constante. Ensuite, on interpole dans un second temps selon la pente à orientation constante.

Pour des angles d'inclinaison supérieurs à 90° , les valeurs d'un angle d'inclinaison de 90° s'appliquent.

Tableaux C1 : Facteurs d'utilisation protection solaire - Commande manuelle (résidentiel et non résidentiel) - Commande automatique (non résidentiel, pour calculs de chauffage)

Tabellen C1 / Oriëntatie $\phi = 0^\circ$ (Zuid)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal				Vertikaal
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,00	0,31	0,46	0,51	0,53
Februari	0,10	0,53	0,58	0,62	0,59
Maart	0,46	0,64	0,67	0,68	0,62
April	0,57	0,67	0,67	0,65	0,53
Mei	0,67	0,68	0,69	0,68	0,45
Juni	0,70	0,70	0,71	0,67	0,42
Juli	0,66	0,68	0,66	0,63	0,33
Augustus	0,63	0,70	0,70	0,67	0,46
September	0,49	0,65	0,66	0,67	0,56
Oktober	0,33	0,65	0,71	0,73	0,72
November	0,00	0,34	0,45	0,51	0,49
December	0,00	0,21	0,36	0,44	0,42

Tabellen C1 / Oriëntatie $\phi = 30^\circ$					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal				Vertikaal
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,00	0,31	0,43	0,48	0,51
Februari	0,10	0,49	0,59	0,62	0,61
Maart	0,46	0,66	0,67	0,69	0,63
April	0,57	0,67	0,68	0,66	0,57
Mei	0,67	0,71	0,69	0,66	0,51
Juni	0,70	0,72	0,70	0,66	0,47
Juli	0,66	0,68	0,66	0,60	0,34
Augustus	0,63	0,70	0,70	0,65	0,52
September	0,49	0,66	0,69	0,68	0,61
Oktober	0,33	0,68	0,73	0,75	0,76
November	0,00	0,36	0,47	0,51	0,54
December	0,00	0,20	0,27	0,34	0,35

Tabellen C1 / Oriëntatie $\phi = 45^\circ$ (Zuid-West)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal				Vertikaal
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,00	0,29	0,39	0,47	0,45
Februari	0,10	0,45	0,56	0,59	0,60
Maart	0,46	0,63	0,67	0,67	0,61
April	0,57	0,67	0,66	0,68	0,60
Mei	0,67	0,70	0,70	0,67	0,53
Juni	0,70	0,71	0,71	0,68	0,51
Juli	0,66	0,68	0,67	0,63	0,37
Augustus	0,63	0,70	0,69	0,66	0,54
September	0,49	0,65	0,68	0,69	0,63
Oktober	0,33	0,68	0,73	0,76	0,75
November	0,00	0,33	0,47	0,52	0,52
December	0,00	0,18	0,24	0,27	0,29

Tabellen C1 / Oriëntatie $\phi = 60^\circ$					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal				Vertikaal
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,00	0,20	0,33	0,40	0,42
Februari	0,10	0,43	0,53	0,56	0,57
Maart	0,46	0,63	0,61	0,62	0,57
April	0,57	0,64	0,68	0,65	0,59
Mei	0,67	0,71	0,68	0,66	0,57
Juni	0,70	0,72	0,70	0,66	0,55
Juli	0,66	0,69	0,66	0,60	0,40
Augustus	0,63	0,68	0,68	0,64	0,54
September	0,49	0,65	0,67	0,66	0,62
Oktober	0,33	0,66	0,70	0,73	0,71
November	0,00	0,32	0,43	0,50	0,49
December	0,00	0,15	0,18	0,22	0,22

Tabellen C1 / Oriëntatie $\phi = 90^\circ$ (West)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal				Vertikaal
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,00	0,04	0,08	0,18	0,12
Februari	0,10	0,28	0,35	0,38	0,32
Maart	0,46	0,50	0,51	0,49	0,44
April	0,57	0,61	0,61	0,59	0,51
Mei	0,67	0,66	0,64	0,62	0,54
Juni	0,70	0,67	0,68	0,66	0,56
Juli	0,66	0,64	0,60	0,50	0,38
Augustus	0,63	0,63	0,62	0,57	0,50
September	0,49	0,57	0,59	0,59	0,52
Oktober	0,33	0,55	0,59	0,61	0,64
November	0,00	0,19	0,26	0,30	0,37
December	0,00	0,00	0,03	0,06	0,03

Tabellen C1 / Oriëntatie $\phi = 120^\circ$					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal				Vertikaal
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Februari	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Maart	0,46	0,34	0,31	0,30	0,17
April	0,57	0,52	0,50	0,45	0,33
Mei	0,67	0,62	0,59	0,52	0,41
Juni	0,70	0,65	0,64	0,58	0,47
Juli	0,66	0,59	0,47	0,40	0,29
Augustus	0,63	0,55	0,50	0,47	0,37
September	0,49	0,40	0,40	0,36	0,28
Oktober	0,33	0,26	0,32	0,35	0,32
November	0,00	0,00	0,00	0,00	0,03
December	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabellen C1 / Oriëntatie $\phi = 135^\circ$ (Noord-West)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Februari	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Maart	0,46	0,13	0,06	0,07	0,04
April	0,57	0,47	0,38	0,30	0,20
Mei	0,67	0,58	0,51	0,46	0,34
Juni	0,70	0,62	0,57	0,52	0,40
Juli	0,66	0,54	0,39	0,33	0,23
Augustus	0,63	0,49	0,41	0,36	0,25
September	0,49	0,30	0,19	0,17	0,11
Oktober	0,33	0,05	0,06	0,07	0,10
November	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
December	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabellen C1 / Oriëntatie $\phi = 150^\circ$					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Februari	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Maart	0,46	0,01	0,00	0,00	0,00
April	0,57	0,36	0,18	0,13	0,06
Mei	0,67	0,54	0,43	0,33	0,25
Juni	0,70	0,60	0,48	0,40	0,30
Juli	0,66	0,50	0,31	0,23	0,15
Augustus	0,63	0,41	0,29	0,20	0,08
September	0,49	0,09	0,05	0,04	0,01
Oktober	0,33	0,00	0,00	0,00	0,00
November	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
December	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabellen C1 / Oriëntatie $\phi = 180^\circ$ (Noord)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Februari	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Maart	0,46	0,00	0,00	0,00	0,00
April	0,57	0,15	0,00	0,00	0,00
Mei	0,67	0,49	0,00	0,00	0,00
Juni	0,70	0,55	0,11	0,00	0,00
Juli	0,66	0,44	0,06	0,01	0,00
Augustus	0,63	0,21	0,00	0,00	0,00
September	0,49	0,00	0,00	0,00	0,00
Oktober	0,33	0,00	0,00	0,00	0,00
November	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
December	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabellen C1 / Oriëntatie $\phi = -150^\circ$					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Februari	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Maart	0,46	0,00	0,00	0,00	0,00
April	0,57	0,28	0,07	0,01	0,00
Mei	0,67	0,51	0,36	0,26	0,08
Juni	0,70	0,57	0,46	0,30	0,10
Juli	0,66	0,46	0,33	0,25	0,09
Augustus	0,63	0,34	0,15	0,10	0,03
September	0,49	0,06	0,00	0,00	0,00
Oktober	0,33	0,00	0,00	0,00	0,00
November	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
December	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabellen C1 / Oriëntatie $\phi = -135^\circ$ (Noord-Oost)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Februari	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Maart	0,46	0,08	0,00	0,00	0,00
April	0,57	0,37	0,23	0,14	0,03
Mei	0,67	0,57	0,47	0,38	0,25
Juni	0,70	0,61	0,52	0,43	0,28
Juli	0,66	0,52	0,43	0,35	0,20
Augustus	0,63	0,42	0,32	0,26	0,13
September	0,49	0,20	0,07	0,04	0,00
Oktober	0,33	0,00	0,00	0,00	0,00
November	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
December	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabellen C1 / Oriëntatie $\phi = -120^\circ$					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Februari	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Maart	0,46	0,23	0,18	0,15	0,04
April	0,57	0,44	0,38	0,31	0,16
Mei	0,67	0,60	0,53	0,47	0,36
Juni	0,70	0,64	0,56	0,54	0,40
Juli	0,66	0,57	0,48	0,44	0,32
Augustus	0,63	0,49	0,39	0,35	0,26
September	0,49	0,29	0,24	0,18	0,09
Oktober	0,33	0,02	0,01	0,00	0,00
November	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
December	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabellen C1 / Oriëntatie $\phi = -90^\circ$ (Oost)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,00	0,02	0,05	0,08	0,09
Februari	0,10	0,26	0,31	0,33	0,29
Maart	0,46	0,44	0,43	0,40	0,33
April	0,57	0,55	0,51	0,49	0,37
Mei	0,67	0,66	0,63	0,59	0,46
Juni	0,70	0,67	0,65	0,61	0,49
Juli	0,66	0,62	0,58	0,53	0,42
Augustus	0,63	0,58	0,56	0,50	0,39
September	0,49	0,49	0,46	0,43	0,33
Oktober	0,33	0,28	0,28	0,30	0,18
November	0,00	0,02	0,04	0,04	0,00
December	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabellen C1 / Oriëntatie $\phi = -60^\circ$					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,00	0,15	0,22	0,24	0,28
Februari	0,10	0,39	0,45	0,46	0,48
Maart	0,46	0,56	0,57	0,58	0,48
April	0,57	0,62	0,59	0,58	0,47
Mei	0,67	0,69	0,68	0,64	0,50
Juni	0,70	0,70	0,69	0,66	0,53
Juli	0,66	0,66	0,64	0,59	0,45
Augustus	0,63	0,63	0,63	0,60	0,43
September	0,49	0,59	0,59	0,60	0,46
Oktober	0,33	0,48	0,53	0,54	0,46
November	0,00	0,14	0,18	0,21	0,16
December	0,00	0,02	0,09	0,17	0,17

Tabellen C1 / Oriëntatie $\phi = -45^\circ$ (Zuid-Oost)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,00	0,18	0,26	0,32	0,33
Februari	0,10	0,41	0,46	0,48	0,51
Maart	0,46	0,59	0,62	0,60	0,53
April	0,57	0,63	0,64	0,60	0,49
Mei	0,67	0,69	0,68	0,65	0,49
Juni	0,70	0,70	0,68	0,67	0,50
Juli	0,66	0,66	0,64	0,60	0,42
Augustus	0,63	0,66	0,65	0,61	0,44
September	0,49	0,61	0,64	0,61	0,50
Oktober	0,33	0,55	0,58	0,60	0,54
November	0,00	0,20	0,26	0,30	0,27
December	0,00	0,05	0,28	0,31	0,28

Tabellen C1 / Oriëntatie $\phi = -30^\circ$					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,00	0,21	0,36	0,40	0,39
Februari	0,10	0,46	0,53	0,56	0,51
Maart	0,46	0,62	0,63	0,64	0,59
April	0,57	0,66	0,65	0,64	0,50
Mei	0,67	0,69	0,70	0,67	0,47
Juni	0,70	0,70	0,69	0,66	0,46
Juli	0,66	0,67	0,66	0,60	0,40
Augustus	0,63	0,67	0,66	0,63	0,46
September	0,49	0,63	0,64	0,66	0,55
Oktober	0,33	0,58	0,64	0,65	0,62
November	0,00	0,26	0,33	0,36	0,34
December	0,00	0,12	0,32	0,35	0,38

Tableaux C2 : Facteurs d'utilisation protection solaire - Commande automatique (résidentiel)

Tabellen C2 / Oriëntatie $\phi = 0^\circ$ (Zuid)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,04	0,56	0,62	0,65	0,68
Februari	0,34	0,70	0,72	0,73	0,74
Maart	0,64	0,77	0,78	0,78	0,75
April	0,74	0,79	0,78	0,76	0,65
Mei	0,79	0,80	0,79	0,75	0,59
Juni	0,81	0,81	0,79	0,75	0,59
Juli	0,82	0,81	0,79	0,76	0,55
Augustus	0,78	0,81	0,82	0,78	0,62
September	0,68	0,78	0,79	0,78	0,72
Oktober	0,56	0,76	0,79	0,81	0,81
November	0,10	0,50	0,60	0,62	0,64
December	0,00	0,41	0,52	0,58	0,56

Tabellen C2 / Oriëntatie $\phi = 30^\circ$					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,04	0,50	0,59	0,62	0,63
Februari	0,34	0,65	0,69	0,72	0,71
Maart	0,64	0,76	0,77	0,78	0,74
April	0,74	0,79	0,78	0,77	0,68
Mei	0,79	0,81	0,79	0,78	0,63
Juni	0,81	0,81	0,79	0,77	0,62
Juli	0,82	0,81	0,79	0,75	0,53
Augustus	0,78	0,81	0,81	0,78	0,64
September	0,68	0,77	0,77	0,79	0,73
Oktober	0,56	0,77	0,81	0,82	0,82
November	0,10	0,51	0,58	0,63	0,64
December	0,00	0,36	0,50	0,58	0,58

Tabellen C2 / Oriëntatie $\phi = 45^\circ$ (Zuid-West)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,04	0,46	0,54	0,57	0,60
Februari	0,34	0,60	0,67	0,69	0,68
Maart	0,64	0,74	0,76	0,76	0,70
April	0,74	0,78	0,77	0,75	0,67
Mei	0,79	0,80	0,80	0,75	0,65
Juni	0,81	0,80	0,80	0,74	0,61
Juli	0,82	0,81	0,79	0,73	0,51
Augustus	0,78	0,81	0,79	0,77	0,65
September	0,68	0,77	0,77	0,77	0,72
Oktober	0,56	0,74	0,78	0,81	0,82
November	0,10	0,50	0,57	0,61	0,62
December	0,00	0,23	0,41	0,52	0,42

Tabellen C2 / Oriëntatie $\phi = 60^\circ$					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,04	0,37	0,48	0,54	0,54
Februari	0,34	0,55	0,61	0,64	0,64
Maart	0,64	0,73	0,75	0,71	0,67
April	0,74	0,76	0,75	0,72	0,66
Mei	0,79	0,79	0,77	0,75	0,64
Juni	0,81	0,81	0,79	0,77	0,68
Juli	0,82	0,79	0,77	0,72	0,52
Augustus	0,78	0,80	0,78	0,76	0,62
September	0,68	0,75	0,76	0,74	0,69
Oktober	0,56	0,75	0,79	0,79	0,80
November	0,10	0,48	0,55	0,59	0,62
December	0,00	0,21	0,28	0,34	0,33

Tabellen C2 / Oriëntatie $\phi = 90^\circ$ (West)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,04	0,14	0,25	0,30	0,27
Februari	0,34	0,41	0,46	0,50	0,49
Maart	0,64	0,63	0,63	0,62	0,55
April	0,74	0,71	0,69	0,65	0,60
Mei	0,79	0,78	0,75	0,71	0,62
Juni	0,81	0,80	0,77	0,75	0,64
Juli	0,82	0,78	0,73	0,67	0,50
Augustus	0,78	0,76	0,74	0,69	0,59
September	0,68	0,70	0,69	0,68	0,62
Oktober	0,56	0,68	0,71	0,72	0,70
November	0,10	0,30	0,38	0,44	0,43
December	0,00	0,02	0,09	0,10	0,09

Tabellen C2 / Oriëntatie $\phi = 120^\circ$					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,04	0,00	0,00	0,00	0,00
Februari	0,34	0,09	0,03	0,04	0,00
Maart	0,64	0,45	0,39	0,38	0,30
April	0,74	0,65	0,59	0,55	0,41
Mei	0,79	0,73	0,67	0,64	0,51
Juni	0,81	0,78	0,71	0,68	0,55
Juli	0,82	0,75	0,67	0,56	0,38
Augustus	0,78	0,71	0,64	0,55	0,45
September	0,68	0,60	0,55	0,51	0,40
Oktober	0,56	0,45	0,47	0,51	0,46
November	0,10	0,00	0,06	0,15	0,16
December	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabellen C2 / Oriëntatie $\phi = 135^\circ$ (Noord-West)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,04	0,00	0,00	0,00	0,00
Februari	0,34	0,00	0,00	0,00	0,00
Maart	0,64	0,36	0,25	0,17	0,07
April	0,74	0,60	0,52	0,44	0,31
Mei	0,79	0,72	0,63	0,56	0,41
Juni	0,81	0,76	0,69	0,60	0,47
Juli	0,82	0,73	0,62	0,45	0,31
Augustus	0,78	0,69	0,55	0,44	0,34
September	0,68	0,51	0,39	0,28	0,22
Oktober	0,56	0,16	0,17	0,16	0,14
November	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
December	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabellen C2 / Oriëntatie $\phi = 150^\circ$					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,04	0,00	0,00	0,00	0,00
Februari	0,34	0,00	0,00	0,00	0,00
Maart	0,64	0,13	0,03	0,02	0,01
April	0,74	0,55	0,38	0,24	0,12
Mei	0,79	0,69	0,57	0,43	0,29
Juni	0,81	0,74	0,65	0,53	0,34
Juli	0,82	0,73	0,54	0,34	0,21
Augustus	0,78	0,65	0,43	0,30	0,18
September	0,68	0,38	0,08	0,07	0,06
Oktober	0,56	0,03	0,00	0,00	0,00
November	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
December	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabellen C2 / Oriëntatie $\phi = 180^\circ$ (Noord)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,04	0,00	0,00	0,00	0,00
Februari	0,34	0,00	0,00	0,00	0,00
Maart	0,64	0,00	0,00	0,00	0,00
April	0,74	0,42	0,00	0,00	0,00
Mei	0,79	0,72	0,36	0,04	0,00
Juni	0,81	0,74	0,62	0,07	0,00
Juli	0,82	0,73	0,46	0,03	0,01
Augustus	0,78	0,58	0,02	0,00	0,00
September	0,68	0,10	0,00	0,00	0,00
Oktober	0,56	0,00	0,00	0,00	0,00
November	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
December	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabellen C2 / Oriëntatie $\phi = -135^\circ$ (Noord-Oost)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,04	0,00	0,00	0,00	0,00
Februari	0,34	0,00	0,00	0,00	0,00
Maart	0,64	0,32	0,17	0,05	0,00
April	0,74	0,59	0,46	0,35	0,16
Mei	0,79	0,72	0,63	0,51	0,34
Juni	0,81	0,75	0,68	0,60	0,40
Juli	0,82	0,75	0,65	0,53	0,31
Augustus	0,78	0,67	0,55	0,39	0,25
September	0,68	0,43	0,24	0,13	0,04
Oktober	0,56	0,00	0,00	0,00	0,00
November	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
December	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabellen C2 / Oriëntatie $\phi = -90^\circ$ (Oost)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,04	0,16	0,18	0,19	0,13
Februari	0,34	0,39	0,40	0,42	0,38
Maart	0,64	0,59	0,58	0,54	0,46
April	0,74	0,71	0,67	0,58	0,47
Mei	0,79	0,76	0,75	0,68	0,56
Juni	0,81	0,78	0,74	0,71	0,60
Juli	0,82	0,79	0,75	0,68	0,50
Augustus	0,78	0,75	0,73	0,66	0,47
September	0,68	0,65	0,62	0,57	0,45
Oktober	0,56	0,48	0,45	0,42	0,35
November	0,10	0,09	0,12	0,11	0,04
December	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabellen C2 / Oriëntatie $\phi = -45^\circ$ (Zuid-Oost)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,04	0,37	0,46	0,48	0,46
Februari	0,34	0,61	0,63	0,62	0,60
Maart	0,64	0,71	0,73	0,70	0,66
April	0,74	0,75	0,75	0,71	0,61
Mei	0,79	0,80	0,78	0,75	0,64
Juni	0,81	0,81	0,78	0,74	0,63
Juli	0,82	0,81	0,79	0,75	0,57
Augustus	0,78	0,79	0,77	0,73	0,58
September	0,68	0,76	0,75	0,71	0,66
Oktober	0,56	0,67	0,70	0,71	0,67
November	0,10	0,35	0,42	0,47	0,48
December	0,00	0,33	0,40	0,44	0,46

Tabellen C2 / Oriëntatie $\phi = -150^\circ$					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,04	0,00	0,00	0,00	0,00
Februari	0,34	0,00	0,00	0,00	0,00
Maart	0,64	0,13	0,00	0,00	0,00
April	0,74	0,53	0,31	0,09	0,00
Mei	0,79	0,72	0,58	0,42	0,22
Juni	0,81	0,76	0,64	0,51	0,27
Juli	0,82	0,74	0,60	0,44	0,19
Augustus	0,78	0,63	0,40	0,25	0,08
September	0,68	0,29	0,06	0,00	0,00
Oktober	0,56	0,00	0,00	0,00	0,00
November	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
December	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabellen C2 / Oriëntatie $\phi = -120^\circ$					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,04	0,00	0,00	0,00	0,00
Februari	0,34	0,13	0,08	0,06	0,04
Maart	0,64	0,47	0,35	0,30	0,16
April	0,74	0,63	0,53	0,45	0,29
Mei	0,79	0,74	0,66	0,59	0,43
Juni	0,81	0,76	0,70	0,64	0,50
Juli	0,82	0,76	0,70	0,61	0,40
Augustus	0,78	0,71	0,61	0,51	0,33
September	0,68	0,56	0,43	0,36	0,20
Oktober	0,56	0,11	0,07	0,04	0,00
November	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
December	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabellen C2 / Oriëntatie $\phi = -60^\circ$					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,04	0,28	0,38	0,40	0,43
Februari	0,34	0,52	0,56	0,55	0,55
Maart	0,64	0,69	0,67	0,67	0,63
April	0,74	0,73	0,72	0,71	0,57
Mei	0,79	0,78	0,78	0,75	0,61
Juni	0,81	0,81	0,78	0,73	0,61
Juli	0,82	0,81	0,78	0,73	0,55
Augustus	0,78	0,78	0,76	0,74	0,53
September	0,68	0,73	0,71	0,69	0,61
Oktober	0,56	0,64	0,65	0,65	0,57
November	0,10	0,26	0,35	0,39	0,38
December	0,00	0,22	0,31	0,35	0,32

Tabellen C2 / Oriëntatie $\phi = -30^\circ$					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,04	0,45	0,56	0,59	0,54
Februari	0,34	0,66	0,70	0,71	0,69
Maart	0,64	0,75	0,76	0,75	0,69
April	0,74	0,79	0,75	0,75	0,64
Mei	0,79	0,79	0,77	0,74	0,62
Juni	0,81	0,79	0,79	0,74	0,58
Juli	0,82	0,81	0,80	0,75	0,55
Augustus	0,78	0,81	0,78	0,75	0,61
September	0,68	0,76	0,76	0,76	0,69
Oktober	0,56	0,73	0,77	0,78	0,72
November	0,10	0,45	0,53	0,56	0,54
December	0,00	0,38	0,47	0,51	0,51

Tableaux C3 : Facteurs d'utilisation protection solaire - Commande automatique (non résidentiel)

Tabellen C3 / Oriëntatie $\phi = 0^\circ$ (Zuid)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,06	0,59	0,64	0,68	0,69
Februari	0,39	0,71	0,74	0,75	0,75
Maart	0,70	0,79	0,81	0,82	0,76
April	0,77	0,81	0,82	0,79	0,68
Mei	0,81	0,82	0,82	0,78	0,65
Juni	0,84	0,85	0,82	0,78	0,61
Juli	0,84	0,84	0,82	0,79	0,63
Augustus	0,84	0,85	0,84	0,82	0,68
September	0,75	0,82	0,82	0,81	0,74
Oktober	0,62	0,77	0,81	0,83	0,83
November	0,14	0,56	0,66	0,69	0,69
December	0,00	0,46	0,57	0,62	0,65

Tabellen C3 / Oriëntatie $\phi = 30^\circ$					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,06	0,56	0,63	0,68	0,70
Februari	0,39	0,69	0,74	0,75	0,73
Maart	0,70	0,78	0,80	0,80	0,77
April	0,77	0,81	0,80	0,80	0,72
Mei	0,81	0,82	0,82	0,80	0,66
Juni	0,84	0,84	0,81	0,80	0,65
Juli	0,84	0,84	0,82	0,80	0,62
Augustus	0,84	0,86	0,83	0,82	0,70
September	0,75	0,82	0,83	0,82	0,76
Oktober	0,62	0,79	0,83	0,84	0,83
November	0,14	0,57	0,64	0,67	0,67
December	0,00	0,42	0,56	0,59	0,62

Tabellen C3 / Oriëntatie $\phi = 45^\circ$ (Zuid-West)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,06	0,51	0,58	0,64	0,63
Februari	0,39	0,65	0,70	0,72	0,72
Maart	0,70	0,77	0,78	0,79	0,74
April	0,77	0,80	0,81	0,78	0,70
Mei	0,81	0,82	0,81	0,78	0,68
Juni	0,84	0,84	0,82	0,78	0,68
Juli	0,84	0,83	0,81	0,77	0,62
Augustus	0,84	0,84	0,83	0,80	0,68
September	0,75	0,81	0,81	0,79	0,75
Oktober	0,62	0,78	0,81	0,82	0,84
November	0,14	0,55	0,60	0,63	0,65
December	0,00	0,35	0,50	0,55	0,55

Tabellen C3 / Oriëntatie $\phi = 60^\circ$					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,06	0,45	0,53	0,60	0,60
Februari	0,39	0,61	0,65	0,67	0,67
Maart	0,70	0,75	0,77	0,76	0,69
April	0,77	0,80	0,78	0,78	0,67
Mei	0,81	0,80	0,81	0,78	0,66
Juni	0,84	0,82	0,83	0,79	0,68
Juli	0,84	0,82	0,80	0,76	0,58
Augustus	0,84	0,84	0,81	0,79	0,66
September	0,75	0,80	0,78	0,78	0,73
Oktober	0,62	0,76	0,80	0,81	0,83
November	0,14	0,53	0,58	0,61	0,64
December	0,00	0,23	0,31	0,38	0,40

Tabellen C3 / Oriëntatie $\phi = 90^\circ$ (West)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,06	0,29	0,30	0,34	0,37
Februari	0,39	0,48	0,52	0,53	0,54
Maart	0,70	0,70	0,66	0,64	0,60
April	0,77	0,76	0,74	0,69	0,62
Mei	0,81	0,79	0,78	0,75	0,63
Juni	0,84	0,82	0,79	0,76	0,65
Juli	0,84	0,81	0,78	0,72	0,53
Augustus	0,84	0,80	0,77	0,74	0,60
September	0,75	0,75	0,73	0,70	0,64
Oktober	0,62	0,70	0,72	0,74	0,71
November	0,14	0,38	0,44	0,49	0,50
December	0,00	0,08	0,17	0,22	0,18

Tabellen C3 / Oriëntatie $\phi = 120^\circ$					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,06	0,00	0,00	0,00	0,00
Februari	0,39	0,23	0,16	0,10	0,03
Maart	0,70	0,54	0,46	0,41	0,35
April	0,77	0,70	0,64	0,57	0,46
Mei	0,81	0,77	0,72	0,65	0,53
Juni	0,84	0,80	0,74	0,69	0,58
Juli	0,84	0,79	0,74	0,60	0,41
Augustus	0,84	0,76	0,70	0,62	0,49
September	0,75	0,66	0,60	0,54	0,43
Oktober	0,62	0,54	0,53	0,53	0,49
November	0,14	0,06	0,12	0,16	0,20
December	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabellen C3 / Oriëntatie $\phi = 135^\circ$ (Noord-West)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,06	0,00	0,00	0,00	0,00
Februari	0,39	0,00	0,00	0,00	0,00
Maart	0,70	0,39	0,29	0,25	0,15
April	0,77	0,65	0,56	0,49	0,32
Mei	0,81	0,75	0,69	0,59	0,44
Juni	0,84	0,78	0,72	0,65	0,48
Juli	0,84	0,78	0,69	0,54	0,32
Augustus	0,84	0,72	0,64	0,52	0,38
September	0,75	0,60	0,47	0,41	0,27
Oktober	0,62	0,28	0,23	0,21	0,22
November	0,14	0,00	0,00	0,00	0,00
December	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabellen C3 / Oriëntatie $\phi = 150^\circ$					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,06	0,00	0,00	0,00	0,00
Februari	0,39	0,00	0,00	0,00	0,00
Maart	0,70	0,22	0,06	0,02	0,01
April	0,77	0,61	0,46	0,29	0,15
Mei	0,81	0,73	0,62	0,50	0,31
Juni	0,84	0,78	0,68	0,57	0,37
Juli	0,84	0,76	0,66	0,42	0,23
Augustus	0,84	0,70	0,53	0,36	0,22
September	0,75	0,48	0,23	0,12	0,06
Oktober	0,62	0,08	0,00	0,00	0,01
November	0,14	0,00	0,00	0,00	0,00
December	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabellen C3 / Oriëntatie $\phi = 180^\circ$ (Noord)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,06	0,00	0,00	0,00	0,00
Februari	0,39	0,00	0,00	0,00	0,00
Maart	0,70	0,03	0,00	0,00	0,00
April	0,77	0,55	0,03	0,00	0,00
Mei	0,81	0,74	0,58	0,07	0,01
Juni	0,84	0,78	0,72	0,12	0,02
Juli	0,84	0,78	0,66	0,12	0,01
Augustus	0,84	0,68	0,10	0,00	0,00
September	0,75	0,21	0,00	0,00	0,00
Oktober	0,62	0,00	0,00	0,00	0,00
November	0,14	0,00	0,00	0,00	0,00
December	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabellen C3 / Oriëntatie $\phi = -150^\circ$					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,06	0,00	0,00	0,00	0,00
Februari	0,39	0,00	0,00	0,00	0,00
Maart	0,70	0,18	0,00	0,00	0,00
April	0,77	0,60	0,40	0,16	0,03
Mei	0,81	0,75	0,64	0,45	0,22
Juni	0,84	0,78	0,70	0,57	0,32
Juli	0,84	0,79	0,70	0,50	0,22
Augustus	0,84	0,72	0,54	0,31	0,14
September	0,75	0,41	0,09	0,02	0,00
Oktober	0,62	0,00	0,00	0,00	0,00
November	0,14	0,00	0,00	0,00	0,00
December	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabellen C3 / Oriëntatie $\phi = -135^\circ$ (Noord-Oost)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,06	0,00	0,00	0,00	0,00
Februari	0,39	0,02	0,00	0,00	0,00
Maart	0,70	0,41	0,25	0,13	0,02
April	0,77	0,65	0,54	0,39	0,19
Mei	0,81	0,76	0,69	0,58	0,35
Juni	0,84	0,79	0,74	0,62	0,42
Juli	0,84	0,80	0,73	0,61	0,35
Augustus	0,84	0,74	0,64	0,46	0,26
September	0,75	0,50	0,34	0,21	0,07
Oktober	0,62	0,08	0,00	0,00	0,00
November	0,14	0,00	0,00	0,00	0,00
December	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabellen C3 / Oriëntatie $\phi = -120^\circ$					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,06	0,00	0,00	0,00	0,00
Februari	0,39	0,16	0,15	0,11	0,08
Maart	0,70	0,51	0,40	0,35	0,19
April	0,77	0,69	0,60	0,50	0,31
Mei	0,81	0,75	0,71	0,64	0,47
Juni	0,84	0,80	0,75	0,67	0,52
Juli	0,84	0,81	0,75	0,66	0,45
Augustus	0,84	0,77	0,69	0,58	0,36
September	0,75	0,62	0,53	0,38	0,25
Oktober	0,62	0,24	0,14	0,06	0,03
November	0,14	0,00	0,00	0,00	0,00
December	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabellen C3 / Oriëntatie $\phi = -90^\circ$ (Oost)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,06	0,20	0,26	0,26	0,21
Februari	0,39	0,43	0,43	0,42	0,40
Maart	0,70	0,64	0,59	0,56	0,46
April	0,77	0,74	0,71	0,66	0,50
Mei	0,81	0,80	0,77	0,72	0,59
Juni	0,84	0,80	0,78	0,74	0,62
Juli	0,84	0,83	0,79	0,74	0,57
Augustus	0,84	0,80	0,76	0,71	0,53
September	0,75	0,72	0,65	0,61	0,48
Oktober	0,62	0,55	0,50	0,47	0,38
November	0,14	0,17	0,16	0,14	0,10
December	0,00	0,00	0,00	0,02	0,00

Tabellen C3 / Oriëntatie $\phi = -60^\circ$					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,06	0,39	0,43	0,44	0,45
Februari	0,39	0,60	0,59	0,60	0,56
Maart	0,70	0,73	0,71	0,69	0,64
April	0,77	0,79	0,76	0,74	0,59
Mei	0,81	0,81	0,80	0,77	0,65
Juni	0,84	0,83	0,79	0,76	0,63
Juli	0,84	0,83	0,82	0,76	0,62
Augustus	0,84	0,84	0,81	0,77	0,61
September	0,75	0,79	0,76	0,72	0,63
Oktober	0,62	0,68	0,68	0,67	0,61
November	0,14	0,34	0,43	0,45	0,43
December	0,00	0,31	0,37	0,41	0,42

Tabellen C3 / Oriëntatie $\phi = -45^\circ$ (Zuid-Oost)					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,06	0,43	0,50	0,53	0,49
Februari	0,39	0,66	0,67	0,66	0,63
Maart	0,70	0,76	0,76	0,73	0,68
April	0,77	0,80	0,78	0,76	0,62
Mei	0,81	0,83	0,79	0,77	0,65
Juni	0,84	0,84	0,80	0,77	0,64
Juli	0,84	0,84	0,82	0,79	0,63
Augustus	0,84	0,84	0,82	0,78	0,64
September	0,75	0,80	0,80	0,75	0,68
Oktober	0,62	0,72	0,71	0,73	0,68
November	0,14	0,42	0,54	0,58	0,56
December	0,00	0,39	0,43	0,52	0,47

Tabellen C3 / Oriëntatie $\phi = -30^\circ$					
Maand	Helling θ				
	Horizontaal	Vertikaal			
	0°	30°	45°	60°	90°
Januari	0,06	0,54	0,61	0,63	0,62
Februari	0,39	0,68	0,72	0,73	0,72
Maart	0,70	0,78	0,77	0,78	0,71
April	0,77	0,81	0,79	0,77	0,65
Mei	0,81	0,82	0,81	0,78	0,65
Juni	0,84	0,84	0,81	0,78	0,63
Juli	0,84	0,83	0,82	0,79	0,62
Augustus	0,84	0,85	0,84	0,79	0,65
September	0,75	0,82	0,81	0,79	0,71
Oktober	0,62	0,75	0,78	0,79	0,74
November	0,14	0,49	0,58	0,62	0,63
December	0,00	0,45	0,54	0,56	0,58

Bijlage D Le rendement d'émission

Le calcul détaillé donné ici ne s'applique qu'aux secteurs énergétiques qui n'ont qu'un seul système d'émission de chaleur composé de radiateurs, d'un chauffage par le sol ou d'un chauffage mural.

Les éléments calculés de manière plus détaillée sont les déperditions de chaleur supplémentaires à travers la paroi extérieure située derrière ou sous les systèmes d'émission de chaleur.

Dans la présente annexe, on établit à plusieurs reprises une distinction entre une valeur de consigne variable et une valeur de consigne constante de la température de départ de l'eau du circuit : voir le § 9.2.2.2 pour une description plus détaillée de cette distinction.

D.1 Temps de fonctionnement conventionnel du système d'émission de chaleur

On détermine le temps de fonctionnement mensuel conventionnel du système d'émission de chaleur du secteur énergétique i , comme suit :

- Si la valeur de consigne de la température de départ de l'eau du circuit est variable, on a :

$$\text{Eq. 208} \quad t_{\text{heat,sec } i,m} = \frac{Q_{\text{heat,net,sec } i,m}}{[29 \cdot (H_{T,\text{sec } i,m} + 0,27 \cdot V_{\text{sec } i}) + 10 \cdot V_{\text{sec } i}] \cdot (18 - \theta_{e,m}) / 29} \quad (\text{Ms})$$

- Si la valeur de consigne de la température de départ de l'eau du circuit est constante, on a :

$$\text{Eq. 209} \quad t_{\text{heat,sec } i,m} = \frac{Q_{\text{heat,net,sec } i,m}}{29 \cdot (H_{T,\text{sec } i,m} + 0,27 \cdot V_{\text{sec } i}) + 10 \cdot V_{\text{sec } i}} \quad (\text{Ms})$$

Dans les deux formules :

$Q_{\text{heat,net,sec } i,m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i , en MJ, déterminés selon le § 7.2 ;
$H_{T,\text{heat,sec } i}$	le coefficient de transfert thermique par transmission du secteur énergétique i à la température extérieure de base, en W/K ;
$V_{\text{sec } i}$	le volume du secteur énergétique i , en m^3 ;
$\theta_{e,m}$	la température extérieure moyenne mensuelle, voir le Tableau [1], en $^{\circ}\text{C}$.

D.2 Température moyenne de l'eau dans le circuit d'émission

Pour chaque mois de la saison de chauffe, on détermine la température moyenne de l'eau dans le circuit d'émission du secteur énergétique i pendant le temps de fonctionnement comme suit :

- Si la valeur de consigne de la température de départ de l'eau du circuit est variable, on a :

$$\text{Eq. 210} \quad \theta_{c,\text{sec } i,m} = 21 + (\theta_{c,\text{sec } i,\theta_{eb}} - 21) \left[\frac{21 - \theta_{e,m}}{29} \right]^{0.75} \quad (^{\circ}\text{C})$$

- Si la valeur de consigne de la température de départ de l'eau du circuit est constante, on a :

$$\text{Eq. 211 } \theta_{c,sec i,m} = \theta_{c,sec i,\theta eb} \quad (^\circ\text{C})$$

mais dans le cas d'une chaudière standard sans post-mélange à l'aide d'une vanne mélangeuse 3 voies, il faut toujours considérer $\theta_{c,sec i,m} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$, indépendamment des températures de conception du circuit d'émission.

où :

$\theta_{c,sec i,\theta eb}$ la température moyenne de l'eau dans le circuit d'émission à la température extérieure de base, telle que déterminée ci-dessous, en $^\circ\text{C}$;

$\theta_{e,m}$ la température extérieure moyenne mensuelle, voir le Tableau [1], en $^\circ\text{C}$.

On détermine la température moyenne de l'eau dans le circuit d'émission à la température extérieure de base (c.-à-d.. dans des conditions de conception), comme suit :

$$\text{Eq. 212 } \theta_{c,sec i,\theta eb} = 0,5 (\theta_{supply,design,sec i} + \theta_{return,design,sec i}) \quad (^\circ\text{C})$$

où :

$\theta_{supply,design,sec i}$ la température de départ de conception de l'eau dans le circuit d'émission du secteur énergétique i (à la température extérieure de base), en $^\circ\text{C}$;

$\theta_{return,design,sec i}$ la température de retour de conception de l'eau dans le circuit d'émission du secteur énergétique i (à la température extérieure de base), en $^\circ\text{C}$.

Les valeurs par défaut qui peuvent être utilisées sont les suivantes :

- pour un chauffage par le sol et chauffage mural :
 - $\theta_{supply,design,sec i} = 55 \text{ }^\circ\text{C}$
 - $\theta_{return,design,sec i} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$
- pour des radiateurs :
 - $\theta_{supply,design,sec i} = 90^\circ\text{C}$
 - $\theta_{return,design,sec i} = 70^\circ\text{C}$

Des valeurs plus favorables peuvent être introduites selon des règles préalablement définies par le ministre.

D.3 Radiateurs

On calcule les déperditions de chaleur mensuelles supplémentaires ($\Delta Q_{rad,sec i,m}$), pour les radiateurs du secteur énergétique i , à travers la paroi située derrière les radiateurs comme suit :

$$\text{Eq. 213 } \Delta Q_{rad,sec i,m} = t_{heat,sec i,m} \sum_j \{U_j \cdot A_{rad,j} \cdot \max(0 ; w \cdot \theta_{c,sec i,m} + (1 - w) \cdot \theta_{e,m} - 18)\} \quad (\text{MJ})$$

où :

$\theta_{c,sec i,m}$ la température moyenne de l'eau dans le circuit d'émission du secteur énergétique i pendant le temps de fonctionnement conventionnel pour le mois considéré, déterminée selon le § D.2, en $^\circ\text{C}$;

$\theta_{e,m}$	la température extérieure moyenne mensuelle, voir le Tableau [1], en °C ;
$t_{\text{heat,sec } i,m}$	le temps de fonctionnement mensuel conventionnel du système d'émission de chaleur dans le secteur énergétique i , déterminé selon le § D.1, en Ms ;
w	un facteur de pondération. Il est de 0,4 dans le cas où un écran réflecteur d'un facteur d'émission inférieur à 0,2 est présent derrière un radiateur j et de 0,8 dans tous les autres cas, (-) ;
U_j	la valeur U des parois extérieures situées derrière un radiateur j , en $W/(m^2.K)$;
$A_{\text{rad},j}$	la surface projetée d'un radiateur j , en m^2 .

Il convient de faire la somme sur tous les radiateurs j du secteur énergétique i qui sont placés contre une paroi extérieure.

On considère que le rendement d'émission mensuel du secteur énergétique i ($\eta_{\text{em,heat,sec } i,m}$) est égal à :

$$\text{Eq. 214} \quad \eta_{\text{em,heat,sec } i,m} = \eta \frac{Q_{\text{heat,net,sec } i,m}}{Q_{\text{heat,net,sec } i,m} + \Delta Q_{\text{rad,sec } i,m}} \quad (-)$$

où :

η	le multiplicateur issu du Tableau [23]. CE multiplicateur compte des pertes de régulation supplémentaires et des déperditions résultant de la stratification de la température, (-) ;
$Q_{\text{heat,net,sec } i,m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i , en MJ, déterminés selon le § 7.2 ;
$\Delta Q_{\text{rad,sec } i,m}$	les déperditions de chaleur supplémentaires mensuelles derrière les radiateurs du secteur énergétique i , en MJ.

Tableau [23] : Multiplicateur η

Chauffage central à eau chaude		
régulation de la température intérieure	régulation de la température de départ de l'eau du circuit	
	valeur de consigne constante	valeur de consigne variable
commande de la température par local	0,92	0,94
autre	0,90	0,92

D.4 Chauffage par le sol

On calcule les déperditions de chaleur supplémentaires mensuelles à travers les planchers du secteur énergétique i ($\Delta Q_{fl.h,sec i,m}$) comme suit :

$$\Delta Q_{fl.h,sec i,m} = (\theta_{c,sec i,m} - 18) \times t_{heat,sec i,m} \times \sum_j (U_{f,j}^* \times A_{f,j}) \quad (\text{MJ})$$

Eq. 215

où :

$\theta_{c,sec i,m}$ la température moyenne de l'eau dans le circuit d'émission du secteur énergétique i pendant le temps de fonctionnement conventionnel pour le mois considéré, déterminée selon le § D.2, en °C ;

$t_{heat,sec i,m}$ le temps de fonctionnement mensuel conventionnel du système d'émission de chaleur dans le secteur énergétique i , déterminé selon le § D.1, en Ms ;

$A_{f,j}$ la surface de plancher occupée par le chauffage par le sol j , au prorata de la partie de ce plancher à travers laquelle des déperditions par transmission se produisent, en m^2 ;

$U_{f,j}^*$ la valeur U équivalente du plancher sous le chauffage par le sol j , égale à :

- dans le cas de planchers sur terre-plein :

$$\frac{1}{U_{f,j}^*} = \frac{1}{U_{f,j}} + 0,75$$

Eq. 216

($m^2 \cdot K/W$)

où :

$U_{f,j}$ la valeur U du plancher, calculée à partir de l'ambiance intérieure jusqu'à la surface de séparation avec le sol, en $W/(m^2 \cdot K)$.

- dans le cas de planchers au-dessus d'une cave ou d'un vide sanitaire :

$$\frac{1}{U_{f,j}^*} = \frac{1}{U_{f,j}} - 0,25 + \frac{1}{U_{g,j} + U_{x,j}}$$

Eq. 217

($m^2 \cdot K/W$)

où $U_{f,j}$, $U_{g,j}$ et $U_{x,j}$ sont calculées selon des spécifications complémentaires définies par le ministre, en $W/(m^2 \cdot K)$.

- dans le cas de planchers en contact avec l'air extérieur :

$$\frac{1}{U_{f,j}^*} = \frac{1}{U_{f,j}} - 0,25$$

Eq. 218

($m^2 \cdot K/W$)

où :

$U_{f,j}$ le coefficient de transmission thermique du plancher de l'ambiance intérieure à l'air extérieur, calculé selon des spécifications complémentaires définies par le ministre, en $W/(m^2 \cdot K)$.

Il convient de faire la somme sur tous les chauffages par le sol j du secteur énergétique i , intégrés dans les parois extérieures.

On considère que le rendement d'émission mensuel du secteur énergétique i ($\eta_{em,heat,sec i,m}$) est égal à :

$$\text{Eq. 219} \quad \eta_{em,heat,sec i,m} = \eta \frac{Q_{heat,net,sec i,m}}{Q_{heat,net,sec i,m} + \Delta Q_{fl.h,sec i,m}} \quad (-)$$

où :

η le multiplicateur issu du ;

$Q_{heat,net,sec i,m}$ les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i , en MJ, déterminés selon le § 7.2 ;

$\Delta Q_{fl.h,sec i,m}$ les déperditions de chaleur supplémentaires mensuelles par les planchers dans le secteur énergétique i , en MJ.

D.5 Chauffage mural

On calcule les déperditions de chaleur supplémentaires mensuelles à travers les murs du secteur énergétique i , $\Delta Q_{wall.h,sec i,m}$, comme suit :

$$\text{Eq. 220} \quad \Delta Q_{wall.h,sec i,m} = (\theta_{c,sec i,m} - 18) \cdot t_{heat,sec i,m} \cdot \sum_j (U_{wall,j}^* \cdot A_{wall,j}) \quad (\text{MJ})$$

où :

$\theta_{c,sec i,m}$ la température moyenne de l'eau dans le circuit d'émission du secteur énergétique i pendant le temps de fonctionnement conventionnel pour le mois considéré, déterminée selon le d.2, en °C ;

$t_{heat,sec i,m}$ le temps de fonctionnement mensuel conventionnel du système d'émission de chaleur dans le secteur énergétique i , déterminé selon le d.1, en Ms ;

$A_{wall,j}$ la surface de la paroi verticale extérieure j , derrière le plan contenant le chauffage mural, en m² ;

$U_{wall,j}^*$ le coefficient de transmission thermique équivalent de la paroi verticale extérieure j derrière le plan contenant le chauffage mural, donné par :

$$\text{Eq. 221} \quad U_{wall,j}^* = \frac{1}{1/U_{wall,j} - 0,175} \quad (\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}))$$

où :

$U_{wall,j}$ le coefficient de transmission thermique de la paroi verticale extérieure j derrière l'élément.

Il convient de faire la somme sur toutes les parois verticales extérieures j du secteur énergétique i , dans lesquelles un chauffage mural a été intégré.

on considère que le rendement d'émission mensuel du secteur énergétique i , $\eta_{em,heat,sec i,m}$, est égal à :

$$\text{Eq. 222} \quad \eta_{\text{em,heat,sec } i,m} = \eta \frac{Q_{\text{heat,net,sec } i,m}}{Q_{\text{heat,net,sec } i,m} + \Delta Q_{\text{wall.h,sec } i,m}} \quad (-)$$

où :

- η le multiplicateur issu du Tableau [23], (-) ;
- $Q_{\text{heat,net,sec } i,m}$ les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i , en MJ, déterminés selon le § 7.2 ;
- $\Delta Q_{\text{wall.h,sec } i,m}$ les déperditions de chaleur supplémentaires mensuelles à travers les murs dans le secteur énergétique i , en MJ.

Bijlage E Les déperditions de distribution

Le § E.1 de la présente annexe applique uniquement aux secteurs énergétiques qui ne sont alimentés que par un seul réseau en dehors du volume protégé. Si ce réseau fournit également de la chaleur à d'autres secteurs énergétiques, il faut en outre que chacun de ces autres secteurs énergétiques n'ait pas recours à un deuxième réseau indépendant en dehors du volume protégé. (Si l'ensemble du volume protégé constitue 1 seul secteur énergétique, chacune de ces conditions est automatiquement remplie.)

On calcule tout d'abord le rendement de l'ensemble du réseau. Ce rendement s'applique alors à tous les secteurs énergétiques approvisionnés en chaleur par ce réseau, même quand un secteur énergétique n'utilise qu'une partie du réseau.

E.1 Rendement de distribution

Le rendement moyen mensuel de distribution, $\eta_{\text{distr,heat,sec } i,m}$, d'un secteur énergétique i est égal au rendement moyen mensuel de distribution du réseau de distribution de chaleur n qui approvisionne le secteur énergétique en chaleur :

$$\text{Eq. 223 } \eta_{\text{distr,heat,sec } i,m} = \eta_{\text{distr,heat,netw } n,m} \quad (-)$$

où :

$$\text{Eq. 224 } \eta_{\text{distr,heat,netw } n,m} = \frac{Q_{\text{out,heat,netw } n,m}}{Q_{\text{in,heat,netw } n,m}} \quad (-)$$

où :

$$\text{Eq. 225 } Q_{\text{in,heat,netw } n,m} = Q_{\text{out,heat,netw } n,m} + Q_{\text{distr,heat,netw } n,m} \quad (\text{MJ})$$

et

$$\text{Eq. 226 } Q_{\text{out,heat,netw } n,m} = \sum_i \frac{Q_{\text{heat,net,sec } i,m}}{\eta_{\text{em,heat,sec } i,m}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{\text{out,heat,netw } n,m}$ la quantité mensuelle de chaleur fournie par le réseau de distribution de chaleur n aux secteurs énergétiques desservis par le réseau, en MJ ;

$Q_{\text{in,heat,netw } n,m}$ la quantité mensuelle de chaleur fournie par l'installation de production de chaleur ou par le ballon de stockage au réseau de distribution de chaleur n , en MJ ;

$Q_{\text{distr,heat,netw } n,m}$ la quantité mensuelle de chaleur perdue par le réseau de distribution de chaleur n en dehors du volume protégé, en MJ ;

$\eta_{\text{em,heat,sec } i,m}$ le rendement mensuel d'émission du secteur énergétique i , déterminé selon le § 9.2.2.2 ou l'Bijlage D du présent texte, (-) ;

$Q_{\text{heat,net,sec } i,m}$ les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i , en MJ, déterminés selon le § 7.2.

Il convient de faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i desservis par le réseau. Si le réseau de distribution de chaleur fournit également de l'énergie à des parties du bâtiment pour lesquelles on n'effectue pas de calcul de performance énergétique, on ne tient pas compte de l'effet de ces autres parties du bâtiment :

- on ne tient pas compte des déperditions des conduites de distribution qui ne desservent que ces autres parties de bâtiment ;
- l'énergie fournie par le réseau à ces autres parties de bâtiment n'est pas non plus prise en compte dans le calcul de la production du réseau.

E.2 Les déperditions de chaleur du réseau de distribution de chaleur

On détermine les déperditions de distribution du réseau, tant dans le cas de conduites d'eau que de conduits d'air, comme suit :

$$\text{Eq. 321} \quad Q_{\text{distr,heat,netw } n,m} = t_{\text{heat,netw } n,m} \cdot f_{\text{insul,netw } n} \cdot \sum_j (\theta_{\text{c,netw } n,m} - \theta_{\text{amb,m,j}}) \cdot \left(\frac{l_j}{R_{1,j}} \right)$$

(MJ)

où :

$t_{\text{heat,netw } n,m}$ le temps de fonctionnement mensuel conventionnel du réseau de distribution de chaleur n , en Ms. On considère que sa valeur est égale au maximum des temps de fonctionnement conventionnels $t_{\text{heat,sec } i,m}$ (déterminés selon le § D.1, tant pour les systèmes de chauffage par eau que par air) des secteurs énergétiques i desservis par le réseau ;

$f_{\text{insul,netw } n}$ un facteur de correction pour prendre en compte l'effet des ponts thermiques sur la résistance thermique des segments du réseau de distribution de chaleur n , déterminé comme $f_{\text{insul,circ } k}$ au § 9.3.2.2, l'indice « circ k » étant remplacé par « netw n » et les mots « conduite de circulation » et « conduite de circulation k » étant remplacés par les mots « réseau de distribution de chaleur » et « réseau de distribution de chaleur n », (-) ;

$\theta_{\text{c,netw } n,m}$ la température moyenne mensuelle du fluide dans le réseau de distribution de chaleur n , en °C. On considère que sa valeur est égale au maximum des températures moyennes mensuelles du fluide dans les circuits d'émission de chacun des secteurs énergétiques desservis par le réseau. Ces températures sont déterminées par secteur énergétique comme suit :

- si l'eau sert de fluide caloporteur :
il s'agit de la température $\theta_{\text{c,sec } i,m}$, déterminée selon le § D.2 (même dans le cas d'un autre système de chauffage que des radiateurs ou qu'un chauffage par le sol ou mural, p. ex., des convecteurs)

- si l'air sert de fluide caloporteur : on utilise, pour chaque mois, la valeur moyenne pendant la saison de chauffe, donnée par :

$$\text{Eq. 228} \quad \theta_{\text{c,sec } i} = 8 + 0,6 \theta_{\text{supply,design,sec } i} \quad (^\circ\text{C})$$

où :

$\theta_{\text{supply,design,sec } i}$ la température de départ de conception de l'air à la température extérieure de base. On peut utiliser 50 °C comme valeur par défaut. En cas d'utilisation d'une température de conception différente, des calculs détaillés de la conception du système d'émission (pour chaque local chauffé du secteur énergétique i) doivent faire partie de la déclaration PEB ;

$\theta_{\text{amb,m,j}}$ la température ambiante moyenne mensuelle du segment j du réseau de distribution de chaleur, en °C :
- si le segment se trouve dans un espace adjacent non chauffé, on a :

$$\text{Eq. 229} \quad \theta_{\text{amb,m,j}} = 11 + 0,4 \cdot \theta_{e,m};$$

- si le segment se trouve à l'extérieur, on a :

$$\text{Eq. 230 } \theta_{\text{amb},m,j} = \theta_{e,m};$$

où :

$\theta_{e,m}$ la température extérieure moyenne mensuelle, en °C, selon le § Tableau [1] ;

l_j la longueur du segment j , en m ;

$R_{1,j}$ la résistance thermique linéaire du segment j , en mK/W, déterminée selon le § E.3.

Il convient de faire la somme sur tous les segments j du réseau de distribution de chaleur n en dehors du protégé.

E.3 Détermination de la résistance thermique linéaire

La résistance thermique linéaire donne le flux de chaleur d'un segment du réseau de distribution de chaleur par unité de longueur et par degré de différence de température.

Les équations ci-dessous sont basées sur la norme NBN EN ISO 12241. Dans la formule, la résistance de transmission thermique interne et la résistance propre de la conduite sont supposées négligeables.

En ce qui concerne les manteaux isolants multi-coques, on se reportera directement à cette norme.

Si l'épaisseur de l'isolant n'est pas connue pour un segment, on considère que ce segment n'a pas été isolé.

E.3.1 Conduites et conduits circulaires

On calcule la résistance thermique linéaire $R_{1,j}$ du segment j comme suit :

$$\text{Eq. 322 } R_{1,j} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{insul},j}} \ln \left(\frac{D_{e,j}}{D_{i,j}} \right) + \frac{1}{h_{\text{se},j} \cdot \pi \cdot D_{e,j}} \quad (\text{m.K/W})$$

où :

$\lambda_{\text{insul},j}$ la conductivité thermique du calorifugeage du segment j , en W/(m.K) ;

$D_{e,j}$ le diamètre extérieur de l'isolant, en m ;

$D_{i,j}$ le diamètre extérieur de la conduite non isolée, en m ;

$h_{\text{se},j}$ le coefficient de transfert thermique externe total (par convection et par rayonnement) du segment j , en W/(m².K), égal par hypothèse à :

- à l'intérieur du volume protégé : $h_{\text{se},j} = 8$;

- dans un espace adjacent non chauffé : $h_{\text{se},j} = 10$;

- à l'extérieur : $h_{\text{se},j} = 25$.

E.3.2 Conduits rectangulaires

On calcule la résistance thermique linéaire $R_{1,j}$ du segment j comme suit :

$$\text{Eq. 323} \quad R_{1,j} = \frac{d_{\text{insul},j}}{2 \cdot \lambda_{\text{insul},j} \cdot (H_j + B_j - 2 \cdot d_{\text{insul},j})} + \frac{1}{2 \cdot h_{\text{se},j} \cdot (H_j + B_j)} \quad (\text{m.K/W})$$

où :

$\lambda_{\text{insul},j}$ la conductivité thermique du calorifugeage du segment j , en W/(m.K) ;

$d_{\text{insul},j}$ l'épaisseur du calorifugeage du conduit, en m ;

H_j la hauteur du conduit isolé (dimension extérieure), en m ;

B_j la largeur du conduit isolé (dimension extérieure), en m ;

$h_{\text{se},j}$ le coefficient de transfert thermique externe total (par convection et par rayonnement) du segment j , en W/(m².K), tel qu'établi en E.3.1.

E.3.3 Conduites souterraines

On calcule la résistance thermique linéaire $R_{1,j}$ du segment j comme suit :

$$\text{Eq. 233} \quad R_{1,j} = R'_{1,j} + R_E \quad (\text{m.K/W})$$

où :

$$\text{Eq. 324} \quad R'_{1,j} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{insul},j}} \ln \left(\frac{D_{e,j}}{D_{i,j}} \right) \quad (\text{m.K/W})$$

et :

$$\text{Eq. 235} \quad R_E = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_E} \operatorname{arcosh} \left(\frac{2 \cdot H_{E,j}}{D_{e,j}} \right) \quad (\text{m.K/W})$$

où :

$\lambda_{\text{insul},j}$ la conductivité thermique du calorifugeage du segment j , en W/(m.K) ;

$D_{e,j}$ le diamètre extérieur de la conduite isolée, en m ;

$D_{i,j}$ le diamètre extérieur de la conduite non isolée, en m ;

λ_E la conductivité thermique du sol environnant. On prend comme valeur : $\lambda_E = 2$ W/(m.K) ;

$H_{E,j}$ la distance entre le centre de la conduite et la surface du sol, en m.

Bijlage F Rapport du pouvoir calorifique inférieur au pouvoir calorifique supérieur de différents combustibles**Tableau [24] : Rapport du pouvoir calorifique inférieur au pouvoir calorifique supérieur**

Combustible	$f_{\text{NCV/GCV}}$
gaz naturel	0,90
mazout	0,94
propane/butane/GPL	0,92
charbon	0,96
bois	0,93
pellets/briquettes	0,91
autres combustibles (1)	équivalence

(1) En ce qui concerne les combustibles énergétiques qui ne figurent pas encore explicitement dans le tableau, le ministre peut déterminer la valeur à appliquer.

Bijlage G Détermination du rendement thermique d'un récupérateur de chaleur

Le rendement thermique d'un récupérateur de chaleur, η_{test} , est calculé selon le § G.2 sur la base des résultats d'un essai décrit au § G.1. La valeur par défaut du rendement thermique applicable à tous les débits est $\eta_{\text{test}} = 0$.

Le débit volumique de l'essai, $q_{v,\text{test}}$, est défini comme le plus petit des débits volumiques de l'air rejeté (q_{v11}) et de l'air fourni (q_{v22}) durant l'essai selon le § G.1.

Le ministre peut définir des spécifications complémentaires et/ou divergentes pour calculer le rendement thermique.

G.1 Mesure

L'essai doit être réalisé, au choix, selon la norme NBN EN 308, la norme NBN EN 13141-7 ou la norme NBN EN 13141-8, compte tenu des spécifications supplémentaires du § G.1.1 et du § G.1.2 respectivement.

Le rapport d'essai doit contenir au moins les résultats de mesure suivants :

- les températures mesurées à toutes les entrées et sorties du récupérateur de chaleur : la température de l'air neuf (t_{21}), de l'air fourni (t_{22}), de l'air rejeté (t_{11}) et de l'air extrait (t_{12}), en °C¹⁹ ;
- les débits volumiques mesurés de l'air fourni (q_{v22}) et de l'air air rejeté (q_{v11}), en m³/h ;
- la puissance électrique totale mesurée absorbée par le récupérateur de chaleur durant l'essai ($P_{\text{elec,ahu,test}}$), en W. Il s'agit de la puissance électrique totale de l'appareil entier, y compris tous les ventilateurs et, le cas échéant, le ballast ;
- la position des ventilateurs par rapport à l'échangeur de chaleur dans l'appareil testé.

G.1.1 Spécifications pour un essai selon la norme NBN EN 308

L'essai doit être réalisé conformément aux exigences de mesure du § 5.5 et du § 6.4 de la norme NBN EN 308, à l'exception des points suivants :

- l'essai doit être réalisé sur le récupérateur de chaleur complet (y compris le caisson, les ventilateurs, etc.) et non modifié. Un récupérateur de chaleur se compose toujours au moins d'un échangeur de chaleur et d'un caisson. Le récupérateur de chaleur soumis à l'essai doit également comprendre tous les composants présents à l'intérieur du caisson du récupérateur de chaleur, par exemple les ventilateurs, les filtres, un by-pass, les batteries de chauffage ou de refroidissement, etc. Le récupérateur de chaleur ne peut pas être modifié pour l'essai : ainsi, ne peut-on, par exemple, pas appliquer de calorifugeage supplémentaire ;
- il n'y a pas d'exigence concernant le bilan thermique (cf. § 6.6 de la norme NBN EN 308) ;
- il n'y a pas d'exigence concernant les fuites internes et externes ;
- il n'est pas exigé de réaliser l'essai pour les différentes combinaisons de débits d'air neuf et d'air rejeté comme prescrit par la norme, mais bien :

¹⁹ Remarque : pour la température, le symbole t est utilisé dans la norme NBN EN 308, tandis que les normes NBN EN 13141-7 et NBN EN 13141-8 utilisent le symbole θ .

-
- pour un ou plusieurs débits au choix. Le champ d'application du résultat final dépend du débit de l'essai (voir le texte principal),
 - de préférence, en observant un équilibre optimal entre les débits volumiques de l'air fourni et de l'air rejeté ;
 - seul l'essai réalisé dans les conditions d'entrée d'air telles que fixées dans le tableau ci-dessous extrait de la norme NBN EN 308 doit être pris en considération. Les mesures effectuées à d'autres températures ne sont pas valables comme base de calcul du rendement thermique tel que décrit ci-dessous.

Tableau [26] : Catégorie du récupérateur de chaleur

Catégorie du récupérateur de chaleur (voir définitions dans NBN EN 308)	I II IIIa	IIIb
Température de l'air rejeté	25 °C	25 °C
Température de bulbe humide de l'air rejeté	< 14 °C	18 °C
Température de l'air extérieur	5 °C	5 °C
Température de bulbe humide de l'air extérieur		3 °C

G.1.2 Spécifications pour un essai selon la norme NBN EN 13141-7 ou la norme NBN EN 13141-8

L'essai doit être réalisé conformément aux exigences de la norme NBN EN 13141-7 ou de la norme NBN EN 13141-8, dans les conditions de température de l'essai 1.

G.2 Calcul

Le rendement thermique d'un récupérateur de chaleur est donné par :

$$\text{Eq. 236} \quad \eta_{\text{test}} = \frac{(\eta_{t,\text{sup}} + \eta_{t,\text{eha}})}{2} \quad (-)$$

Les rapports de température pour l'air fourni ($\eta_{t,\text{sup}}$) et pour l'air rejeté ($\eta_{t,\text{eha}}$) sont calculés à partir des températures mesurées durant l'essai et sont corrigés par convention, pour la chaleur provenant de la consommation d'énergie électrique comme suit :

$$\text{Eq. 237} \quad \eta_{t,\text{sup}} = \frac{t_{22} - \Delta t_{22} - t_{21} - \Delta t_{21}}{t_{11} + \Delta t_{11} - t_{21} - \Delta t_{21}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 238} \quad \eta_{t,\text{eha}} = \frac{t_{11} + \Delta t_{11} - t_{12} + \Delta t_{12}}{t_{11} + \Delta t_{11} - t_{21} - \Delta t_{21}} \quad (-)$$

Si le récupérateur de chaleur ne contient pas de ventilateurs, les différences de température, Δt_{11} , Δt_{12} , Δt_{21} , Δt_{22} , sont égales à zéro.

Dans les autres cas, les différences de température sont calculées par convention suivant la position des ventilateurs selon l'une des 4 configurations figurant dans le tableau ci-après :

Tableau [27] : Formules de calcul des différences de température suivant la position des ventilateurs

		Ventilateur d'extraction	
		En position air rejeté (11)	En position air extrait (12)
Ventilateur de pulsion	En position air neuf (21)	$\Delta t_{11} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v11}}$	$\Delta t_{12} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v11}}$
		$\Delta t_{21} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v22}}$ $\Delta t_{22} = \Delta t_{12} = 0$	$\Delta t_{21} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v22}}$ $\Delta t_{22} = \Delta t_{11} = 0$
	En position air fourni (22)	$\Delta t_{11} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v11}}$	$\Delta t_{12} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v11}}$
		$\Delta t_{22} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v22}}$ $\Delta t_{21} = \Delta t_{12} = 0$	$\Delta t_{22} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v22}}$ $\Delta t_{21} = \Delta t_{11} = 0$

Plusieurs essais peuvent être réalisés à des débits différents pour un récupérateur de chaleur donné. À chaque rendement thermique correspond un débit d'essai qui limite le champ d'application (voir texte principal).

Vu pour être annexé à l'arrêté du Gouvernement flamand modifiant l'arrêté relatif à l'énergie du 19 novembre 2010, concernant la transposition de la directive 2018/844/UE et concernant diverses dispositions en matière d'efficacité énergétique.

Bruxelles, le 9 octobre 2020

Le Ministre-Président du Gouvernement flamand,

Jan JAMBON

La Ministre flamande de la Justice et du Maintien, de l'Environnement et de l'Aménagement du Territoire, de l'Énergie et du Tourisme,

Zuhal DEMIR

Annexe 2 à l'arrêté du Gouvernement flamand modifiant l'arrêté relatif à l'énergie du 19 novembre 2010, concernant la transposition de la directive 2018/844/UE et concernant diverses dispositions en matière d'efficacité énergétique

Annexe VI - Méthode PEN

Calcul du niveau de consommation d'énergie primaire des unités résidentielles

Table des matières

1	INTRODUCTION.....	7
2	DÉFINITION DE LA SURFACE D'UTILISATION.....	8
3	SCHÉMATISATION DU BÂTIMENT.....	9
3.1	Principe	9
3.2	Subdivision du bâtiment	9
4	NIVEAU DE CONSOMMATION D'ÉNERGIE PRIMAIRE.....	10
5	BESOINS NETS EN ÉNERGIE POUR LE CHAUFFAGE OU LE REFROIDISSEMENT DES LOCAUX, L'EAU CHAUDE SANITAIRE ET L'HUMIDIFICATION	11
5.1	Principe	11
5.2	Valeur de calcul de la température intérieure pour les calculs de chauffage et de refroidissement et intermittence	14
5.2.1	<i>Principe.....</i>	14
5.2.2	<i>Chauffage des locaux.....</i>	15
5.2.3	<i>Refroidissement des locaux.....</i>	20
5.3	Besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage des locaux	25
5.4	Besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement des locaux ...	29
5.5	Coefficient de transfert thermique par transmission par partie fonctionnelle	34
5.6	Coefficient de transfert thermique par ventilation par partie fonctionnelle	35
5.6.1	<i>Principe.....</i>	35
5.6.2	<i>Coefficient de transfert thermique par ventilation pour les calculs de chauffage par partie fonctionnelle</i>	35
5.6.3	<i>Coefficients de transfert thermique par ventilation pour les calculs de refroidissement par partie fonctionnelle</i>	37
5.6.4	<i>Facteur de réduction lié au préchauffage.....</i>	46
5.6.5	<i>Fraction de temps pendant laquelle la ventilation est en service....</i>	50
5.7	Production de chaleur interne	51
5.8	Gains de chaleur solaire	53
5.9	Capacité thermique effective	54
5.9.1	<i>Principe.....</i>	54

5.9.2	<i>Capacité thermique effective sur la base de la masse du plancher....</i>	54
5.9.3	<i>Capacité thermique effective sur base d'un calcul détaillé.....</i>	55
5.10	Besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire	56
5.10.1	<i>Besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire de douches et baignoires</i>	58
5.10.2	<i>Besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'éviers de cuisine</i>	59
5.10.3	<i>Besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'autres points de puisage d'eau chaude sanitaire (autres que douches, baignoires et éviers de cuisine)</i>	61
5.11	Besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification	62
6	BESOINS BRUTS EN ÉNERGIE POUR LE CHAUFFAGE DES LOCAUX, LE REFROIDISSEMENT DES LOCAUX ET L'EAU CHAUDE SANITAIRE	65
6.1	Principe	65
6.2	Détermination des besoins bruts en énergie pour le chauffage et le refroidissement des locaux	65
6.3	Rendements du système pour le chauffage et le refroidissement	66
6.4	Fractions des besoins nets en énergie pour le chauffage et le refroidissement des locaux	68
6.4.1	<i>Fraction des besoins nets en énergie pour le refroidissement des locaux 68</i>	
6.4.2	<i>Fraction des besoins nets en énergie pour le chauffage des locaux... 69</i>	69
6.5	Détermination des besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire	69
7	CONSOMMATION FINALE D'ÉNERGIE POUR LE CHAUFFAGE DES LOCAUX, LE REFROIDISSEMENT DES LOCAUX, L'HUMIDIFICATION ET L'EAU CHAUDE SANITAIRE	71
7.1	Principe	71
7.2	Consommation finale mensuelle d'énergie pour le chauffage et le refroidissement des locaux et pour l'humidification	71
7.2.1	<i>Chauffage des locaux et humidification.....</i>	71
7.2.2	<i>Refroidissement des locaux.....</i>	73
7.3	Répartition des besoins bruts en énergie entre producteurs préférentiels et non préférentiels	74
7.3.1	<i>Chauffage.....</i>	74
7.3.2	<i>Refroidissement.....</i>	80
7.4	Fraction moyenne mensuelle de l'énergie fournie par free-chilling	82
7.5	Rendements de production pour le chauffage et le refroidissement	83
7.5.1	<i>Rendement de production pour le chauffage.....</i>	83
7.5.2	<i>Rendement de production pour le refroidissement.....</i>	87
7.6	Consommation finale d'énergie pour l'eau chaude sanitaire	94
8	CONSOMMATION MENSUELLE D'ÉNERGIE AUXILIAIRE.....	95
8.1	Consommation d'électricité des ventilateurs affectés à la ventilation et à la circulation	95
8.1.1	<i>Principe.....</i>	95
8.1.2	<i>Consommation d'électricité pour des ventilateurs par partie fonctionnelle à l'aide de valeurs par défaut</i>	95
8.1.3	<i>Consommation d'électricité des ventilateurs.....</i>	96

8.1.4	Consommation d'électricité pour des ventilateurs par partie fonctionnelle à l'aide des puissances réellement installées	97
8.1.5	Fraction du temps pendant laquelle les ventilateurs sont en service pour la ventilation hygiénique	99
8.2	Consommation mensuelle d'énergie pour la distribution	99
8.2.1	Principe	99
8.2.2	Règle de calcul de la consommation d'énergie auxiliaire pour la distribution	99
8.2.3	Détermination de la puissance installée $P_{pump,dis,instal,j}$	100
8.2.4	Détermination du temps en mode « Marche » $t_{on,dis,j,m}$	102
8.3	Consommation d'électricité supplémentaire pour les machines frigorifiques 105	
8.3.1	Principe	105
8.3.2	Méthode simplifiée	105
8.3.3	Méthode détaillée	108
8.4	Consommation d'électricité supplémentaire pour le free-chilling	113
8.5	Consommation d'énergie auxiliaire électrique pour la production de chaleur 115	
8.5.1	Principe	115
8.5.2	Règle de calcul de la consommation d'énergie auxiliaire électrique pour la production de chaleur	115
8.6	Consommation d'énergie pour le pré-refroidissement de l'air de ventilation	120
8.6.1	Consommation d'électricité de l'échangeur de chaleur sol-eau	120
8.6.2	Consommation d'électricité pour le refroidissement par évaporation	121
9	CONSOMMATION D'ÉNERGIE POUR L'ÉCLAIRAGE	123
9.1	Principe	123
9.1.1	Variable auxiliaire adimensionnelle $L_{rm,r}$	123
9.1.2	Consommation d'électricité pour l'éclairage	124
9.2	Détermination de la variable auxiliaire adimensionnelle $L_{rm,r}$ et de la consommation d'électricité pour l'éclairage à l'aide de valeurs par défaut 124	
9.2.1	Détermination de la variable auxiliaire adimensionnelle $L_{rm,r}$	124
9.2.2	Détermination de la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage par partie fonctionnelle	124
9.3	Détermination de la variable auxiliaire adimensionnelle $L_{rm,r}$ et de la consommation d'électricité pour l'éclairage à l'aide des données détaillées de l'installation d'éclairage	126
9.3.1	Détermination de la variable auxiliaire adimensionnelle $L_{rm,r}$	126
9.3.2	Détermination de la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage par partie fonctionnelle	129
9.3.3	Valeur de calcul de la puissance par espace	141
9.3.4	Division en partie éclairée naturellement et partie éclairée artificiellement	142
10	CONSOMMATION D'ÉNERGIE PRIMAIRE	149
10.1	Principe	149
10.2	La consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire	149
10.3	La consommation d'énergie primaire pour le chauffage et le refroidissement	149

10.4	La consommation d'énergie primaire pour la préparation d'eau chaude sanitaire	150
10.5	La consommation d'énergie auxiliaire primaire	151
10.6	La consommation d'énergie primaire pour l'éclairage	153
10.7	L'économie d'énergie primaire résultant de la production d'électricité d'installations de cogénération sur site	153
11	CALCUL DE LA QUANTITÉ ANNUELLE D'ÉNERGIE RENOUVELABLE PRODUITE ET/OU UTILISÉE PAR M ² DE SURFACE UTILE DE PLANCHER DANS L'UNITÉ PEN	154
11.1	Introduction	154
11.2	Calcul de la quantité annuelle d'énergie renouvelable produite et/ou utilisée par m ² de surface utile de plancher	154
11.3	Calcul de la quantité annuelle d'énergie renouvelable utilisée par des pompes à chaleur	155
11.4	Calcul de la quantité annuelle d'énergie renouvelable produite par des systèmes d'énergie solaire photovoltaïque	157
11.5	Calcul de la quantité annuelle d'énergie renouvelable produite par la biomasse	157
11.6	Calcul de la quantité annuelle d'énergie renouvelable produite par des systèmes d'énergie solaire thermique	160
11.7	Calcul de la quantité annuelle d'énergie renouvelable via une fourniture de chaleur externe	163
	BIJLAGE A COGÉNÉRATION	166
A.1	Principe	166
A.2	Détermination du rendement de conversion électrique et thermique de la cogénération	166
	<i>A.2.1 Détermination du rendement de conversion électrique et thermique d'un moteur à combustion interne au gaz naturel, au gaz issu de la biomasse, au mazout ou à l'huile végétale</i>	<i>166</i>
	<i>A.2.2 Détermination du rendement de conversion électrique et thermique de technologies autres que les moteurs à combustion interne au gaz naturel, au gaz issu de la biomasse, au mazout ou à l'huile végétale</i>	<i>168</i>
A.3	Détermination de la consommation finale mensuelle d'énergie d'une installation de cogénération	169
	<i>A.3.1 Règle de calcul</i>	<i>169</i>
	<i>A.3.2 Besoins bruts en énergie pour le chauffage des locaux couverts par la cogénération</i>	<i>169</i>
	<i>A.3.3 Besoins nets en énergie pour l'humidification couverts par la cogénération</i>	<i>170</i>
	<i>A.3.4 Besoins bruts en chaleur pour le refroidissement à entraînement thermique couverts par la cogénération</i>	<i>170</i>
	<i>A.3.5 Besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire couverts par la cogénération</i>	<i>171</i>
A.4	Détermination de la quantité d'électricité produite	172
A.5	Paragraphe vide	172
A.6	Détermination de la contenance minimale en eau d'un réservoir tampon pour stocker 30 minutes de production d'une installation de cogénération à pleine puissance	172

BIJLAGE B PRÉ-REFROIDISSEMENT DE L'AIR DE VENTILATION.....	173
B.1 Règle de calcul	173
B.2 Échangeur de chaleur sol-eau	174
B.2.1 Efficacité $e_{precool,m}$ du système de pré-refroidissement.....	174
B.2.2 Température de référence pour l'abaissement de température maximum	
$\theta_{precool,ref,max,m}$	174
B.3 Refroidissement par évaporation	178
B.3.1 Efficacité $e_{precool,m}$ du système de pré-refroidissement	178
B.3.2 Température de référence pour l'abaissement de température maximum	
$\theta_{precool,ref,max,m}$	178
BIJLAGE C DÉTERMINATION DE LA VALEUR DE RÉFÉRENCE DE LA CONSOMMATION	
CARACTÉRISTIQUE ANNUELLE D'ÉNERGIE PRIMAIRE	180
C.1 Introduction	180
C.2 Valeur de référence des besoins nets en énergie pour le chauffage ou le	
refroidissement des locaux, l'eau chaude sanitaire et l'humidification	180
C.2.1 Valeur de référence de la valeur de calcul de la température	
intérieure pour les calculs de chauffage et de refroidissement et	
intermittence	180
C.2.2 Valeur de référence des besoins nets en énergie pour le chauffage des	
locaux 185	
C.2.3 Valeur de référence des besoins nets en énergie pour le	
refroidissement des locaux	188
C.2.4 Valeur de référence du coefficient de transfert thermique par	
transmission par partie fonctionnelle	192
C.2.5 Valeur de référence du coefficient de transfert thermique par	
ventilation et in/exfiltration par partie fonctionnelle	195
C.2.6 Valeur de référence de la production de chaleur interne.....	197
C.2.7 Valeur de référence des gains solaires.....	198
C.2.8 Valeur de référence de la capacité thermique effective.....	201
C.2.9 Valeur de référence des besoins mensuels nets en énergie pour	
l'humidification	201
C.2.10 Valeur de référence de la contribution au rendement du système des	
pertes mensuelles d'une conduite de circulation ou combilus	202
C.3 Valeur de référence de la consommation d'énergie auxiliaire de	
ventilateurs et pompes	203
C.3.1 Valeur de référence de la consommation d'électricité de ventilateurs	
pour la ventilation et la circulation	203
C.3.2 Valeur de référence de la consommation d'électricité pour la	
distribution	204
C.4 Valeur de référence de la consommation d'énergie pour l'éclairage	205
C.5 Valeur de référence de la consommation d'énergie primaire	207
C.5.1 Valeur de référence de la consommation caractéristique annuelle	
d'énergie primaire	207
C.5.2 Valeur de référence de la consommation d'énergie primaire pour le	
chauffage, l'humidification et le refroidissement	208
C.5.3 Valeur de référence de la consommation d'énergie primaire pour la	
préparation d'eau chaude sanitaire	209
C.5.4 Valeur de référence de la consommation d'énergie auxiliaire primaire	

*C.5.5 Valeur de référence de la consommation d'énergie primaire pour
l'éclairage 210*

1 Introduction

La présente annexe expose la méthode de détermination du niveau de consommation d'énergie primaire des unités non résidentielles ayant une ou plusieurs fonctions spécifiques, ci-après dénommées « unités PEN ».

La structure globale de la méthode est analogue à celle appliquée aux unités résidentielles, ci-après dénommées « unités PER » ; voir le chapitre 4 de l'annexe V au présent arrêté (Méthode de détermination du niveau de consommation d'énergie primaire des bâtiments résidentiels).

Pour une liste des références normatives, des définitions, des symboles, des abréviations et des indices, on se reportera aux chapitres 1er, 2 et 3 de l'annexe V au présent arrêté.

Le ministre peut définir des spécifications complémentaires pour déterminer l'impact des atriums ou des doubles façades ventilées sur les performances énergétiques d'une unité PEN.

2 Définition de la surface d'utilisation

La surface d'utilisation d'un espace ou d'un groupe d'espaces est la surface, mesurée au niveau du plancher, délimitée par les parois verticales qui enveloppent l'espace ou le groupe d'espaces. Pour les escaliers et les planchers en pente, on considère leur projection verticale sur le plan horizontal.

N'entrent pas en ligne de compte pour la détermination de la surface d'utilisation :

- les trémies, cages d'ascenseur ou vides ;
- les murs porteurs intérieurs.

Lors de la détermination de la limite, les niches ou réservations secondaires et les éléments de structure en saillie secondaires peuvent être ignorés si leur surface au sol est inférieure à 0,5 m².

3 Schématisation du bâtiment

3.1 Principe

La performance énergétique concerne souvent un sous-volume d'un bâtiment, selon, par exemple, que les espaces sont chauffés (et/ou refroidis) ou non, selon la fonction des différentes parties, etc. C'est pourquoi, pour déterminer la performance énergétique, on subdivise par convention le bâtiment en différentes parties. Chaque sous-volume qui doit satisfaire en soi à une exigence de performance énergétique relative à un bâtiment non résidentiel est appelé « unité PEN ». Au besoin, on procède à une subdivision supplémentaire en zones de ventilation et en secteurs énergétiques afin de pouvoir prendre en compte correctement différents types d'installations et à une subdivision supplémentaire en parties fonctionnelles afin de pouvoir considérer correctement les spécificités d'utilisation des différentes fonctions.

3.2 Subdivision du bâtiment

Toutes les définitions, tous les principes et toutes les règles à respecter concernant la subdivision d'un bâtiment sont préalablement déterminés par le ministre.

4 Niveau de consommation d'énergie primaire

Le niveau de consommation d'énergie primaire de l'unité PEN est donné par le rapport entre la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire de l'unité PEN et une valeur de référence, multiplié par 100 :

$$\text{Eq. 1} \quad E_{\text{EPNR}} = 100 \cdot \frac{E_{\text{char ann prim en cons}}}{E_{\text{char ann prim en cons, ref}}} \quad (-)$$

où :

E_{EPNR}	le niveau de consommation d'énergie primaire de l'unité PEN, (-) ;
$E_{\text{char ann prim en cons}}$	la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire de l'unité PEN, calculée selon le § 10.2, en MJ ;
$E_{\text{char ann prim en cons, ref}}$	la valeur de référence de la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire, telle que déterminée à l'Annexe C du présent texte, en MJ.

Le résultat doit être arrondi à l'unité supérieure.

5 Besoins nets en énergie pour le chauffage ou le refroidissement des locaux, l'eau chaude sanitaire et l'humidification

5.1 Principe

Les besoins nets en énergie pour le chauffage ou le refroidissement des locaux doivent être déterminés par secteur énergétique, pour tous les mois de l'année, pour ensuite être utilisés en vue du calcul des besoins bruts en énergie (voir le § 6).

Pour le chauffage des locaux, les températures intérieures et de nombreux autres paramètres sont définis pour chaque partie fonctionnelle.

Il faut tout d'abord déterminer les besoins mensuels nets en énergie par partie fonctionnelle puis faire la somme sur toutes les parties fonctionnelles qui appartiennent au secteur énergétique considéré. Le calcul des besoins nets en énergie par partie fonctionnelle tient compte de l'intermittence et du profil d'occupation de la partie fonctionnelle tel que reproduit au Tableau [2], ainsi que de la masse thermique de la partie fonctionnelle.

De nombreux paramètres sont définis par partie fonctionnelle. Pour le refroidissement des locaux, il faut donc déterminer les besoins mensuels nets en énergie par partie fonctionnelle puis faire la somme sur toutes les parties fonctionnelles qui appartiennent au secteur énergétique.

Pour l'eau chaude sanitaire, les besoins nets en énergie sont déterminés par partie fonctionnelle et calculés par point de puisage d'eau chaude (voir le § 5.10). À cet égard, une récupération de chaleur peut être prise en compte. On considère les points de puisage suivants :

- les douches et baignoires ;
- les éviers de cuisine ;
- les autres points de puisage d'eau chaude sanitaire, tels que les lavabos.

Tous les puisage d'eau chaude sanitaire de l'unité PEN doivent être pris en compte.

Si les installations du bâtiment comprennent des dispositifs destinés à humidifier l'air neuf introduit dans (une partie de) l'unité PEN, on détermine la quantité d'énergie de vaporisation mensuelle nécessaire par humidificateur, compte tenu d'une éventuelle récupération d'humidité de l'air rejeté.

**Tableau [1] : Valeurs mensuelles de la longueur du mois (t_m),
de la température extérieure moyenne pour les calculs de chauffage ($\theta_{e,heat,m}$)
et les calculs de refroidissement ($\theta_{e,cool,m}$)**

Mois	t_m (Ms) ¹	$\theta_{e,heat,m}$ (°C)	$\theta_{e,cool,m}$ (°C)
Janvier	2,6784	3,2	3,9
Février	2,4192	3,9	4,8
Mars	2,6784	5,9	6,1
Avril	2,5920	9,2	9,8
Mai	2,6784	13,3	13,8
Juin	2,5920	16,2	17,1
Juillet	2,6784	17,6	17,8
Août	2,6784	17,6	18,1
Septembre	2,5920	15,2	16,3
Octobre	2,6784	11,2	11,9
Novembre	2,5920	6,3	6,7
Décembre	2,6784	3,5	3,5

¹ 1 Ms, 1 Mégaseconde, équivaut à 1 million de secondes.

Tableau [2] : Profil conventionnel d'occupation pour chaque fonction

Fonctions		Heure de début d'occupation	Heure de fin d'occupation	Jours par semaine	Fraction d'occupation par semaine $f_{\text{pres}, \text{fct f}}$
Hébergement		0h	24h	7	1,00
Bureaux		8h	18h	5 (Lu → Ve)	0,30
Enseignement		8h	18h	5 (Lu → Ve)	0,30
Soins de santé	Avec occ. nocturne	0h	24h	7	1,00
	Sans occ. nocturne	8h	18h	5 (Lu → Ve)	0,30
	Salles d'opération	0h	24h	7	1,00
Rassemblement	Occupation importante	9h	24h	6 (Lu → Sa)	0,54
	Faible occupation	9h	24h	6 (Lu → Sa)	0,54
	Cafétéria / Réfectoire	8h	18h	5 (Lu → Ve)	0,30
Cuisine		10h	20h	6 (Lu → Sa)	0,36
Commerce		8h	20h	6 (Lu → Sa)	0,43
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	8h	22h	6 (Lu → Sa)	0,50
	Fitness / Danse	8h	22h	6 (Lu → Sa)	0,50
	Sauna / Piscine	8h	22h	6 (Lu → Sa)	0,50
Locaux techniques		0h	24h	7	1,00
Communs		Profil d'occupation comme déterminé ci-dessous			
Autre		8h	18h	5 (Lu → Ve)	0,30
Fonction inconnue		9h	24h	6 (Lu → Sa)	0,54

Pour la fonction « Communs » :

- Si une partie fonctionnelle revêtant cette fonction dessert une ou plusieurs parties fonctionnelles ayant une même fonction, la valeur de la fraction d'occupation par semaine de la partie fonctionnelle revêtant la fonction « Communs » est égale à la valeur de la partie fonctionnelle qu'elle dessert.
- Si une partie fonctionnelle revêtant cette fonction dessert plusieurs parties fonctionnelles ayant une fonction différente, le profil d'occupation sera déterminé comme suit :

- heure de début d'occupation : on prend la valeur de la partie fonctionnelle desservie dont l'heure de début d'occupation est la plus matinale ;
 - heure de fin d'occupation : on prend la valeur de la partie fonctionnelle desservie dont l'heure de fin d'occupation est la plus tardive ;
 - particularité de la fonction « Locaux techniques » : la détermination de la fraction d'occupation ci-dessus doit toujours se faire sans tenir compte de la présence des parties fonctionnelles revêtant la fonction « Locaux techniques ».
- La fraction d'occupation par semaine est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 2} \quad f_{\text{pres, fct f}} = \frac{\sum_{d=1}^7 (h_{\text{occ, end, d}} - h_{\text{occ, start, d}})}{168} \quad (-)$$

où :

- $f_{\text{pres, fct f}}$ la fraction d'occupation par semaine de la partie fonctionnelle « Communs », (-) ;
- $h_{\text{occ, end, d}}$ l'heure de fin d'occupation de la partie fonctionnelle « Communs » durant le jour d, en h ;
- $h_{\text{occ, start, d}}$ l'heure de début d'occupation de la partie fonctionnelle « Communs » durant le jour d, en h.

5.2 Valeur de calcul de la température intérieure pour les calculs de chauffage et de refroidissement et intermittence

5.2.1 Principe

Pour la détermination de la valeur de calcul de la température intérieure en fonction de l'intermittence, les situations suivantes peuvent se présenter :

- pour le chauffage :
 - chauffage continu (voir le § 5.2.2.1) ;
 - chauffage quasi continu :
 - chauffage intermittent mais faible inertie (voir le § 5.2.2.2.1),
 - chauffage intermittent mais forte inertie (voir le § 5.2.2.2.2) ;
 - chauffage intermittent (voir le § 5.2.2.3).
- pour le refroidissement :
 - refroidissement continu (voir le § 5.2.3.1) ;
 - refroidissement quasi continu :
 - refroidissement intermittent mais faible inertie (voir le § 5.2.3.2.1),
 - refroidissement intermittent mais forte inertie (voir le § 5.2.3.2.2) ;
 - refroidissement intermittent (voir le § 5.2.3.3).

Les hypothèses concernant le chauffage ou le refroidissement continu s'appliquent aux parties fonctionnelles occupées en continu (24 h/24 et 7 jours/7 - voir le Tableau [2]) ou dont la température intérieure est constante (voir le Tableau [4] pour le chauffage et le Tableau [44] pour le refroidissement).

Les hypothèses concernant le chauffage/refroidissement quasi continu s'appliquent aux parties fonctionnelles dans lesquelles est pratiquée l'intermittence du chauffage/refroidissement, mais qui ont :

- soit une trop faible inertie : dans ce cas, on considère que la valeur de calcul de la température intérieure de la partie fonctionnelle est égale à la température intérieure moyenne pour les calculs de chauffage/refroidissement ;
- soit une trop forte inertie : dans ce cas, on considère que la valeur de calcul de la température intérieure de la partie fonctionnelle est égale à la valeur de consigne de la température intérieure pour les calculs de chauffage/refroidissement.

Les hypothèses concernant le chauffage/refroidissement intermittent s'appliquent aux parties fonctionnelles dans lesquelles est pratiquée l'intermittence du chauffage/refroidissement et qui ont une inertie moyenne.

5.2.2 Chauffage des locaux

5.2.2.1 Chauffage continu

Dans les parties fonctionnelles :

- hébergement ;
- soins de santé - avec occ. nocturne ;
- soins de santé - salles d'opération ;
- installations sportives : hall de sport / gymnase ;

l'intermittence du chauffage n'est pas pratiquée (soit occupation 24 h/24 et 7 jours/7, soit température intérieure constante). Pour les parties fonctionnelles revêtant l'une de ces fonctions, on a alors :

$$\text{Eq. 3} \quad \theta_{i,\text{heat},\text{fct } f} = \theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{avg}} = \theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{setpoint}} \quad (^\circ\text{C})$$

où :

$\theta_{i,\text{heat},\text{fct } f}$	la valeur de calcul de la température intérieure pour le calcul du chauffage de la partie fonctionnelle f , telle qu'utilisée au § 5.3 pour la détermination des déperditions mensuelles par transmission et par ventilation, en $^\circ\text{C}$;
$\theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{avg}}$	la température intérieure moyenne pour le calcul du chauffage de la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [4], en $^\circ\text{C}$;
$\theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{setpoint}}$	la valeur de consigne de la température intérieure pour le calcul du chauffage de la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [4], en $^\circ\text{C}$.

5.2.2.2 Chauffage quasi continu

5.2.2.2.1 Faible inertie

Pour les parties fonctionnelles non couvertes par le § 5.2.2.1, le chauffage quasi continu est considéré comme chauffage continu si l'inertie de la partie fonctionnelle considérée est suffisamment faible, plus précisément si :

$$\text{Eq. 5} \quad \tau_{\text{heat,fct f}} < 0,2 \cdot t_{\text{unocc,min,fct f}} \quad (\text{h})$$

on a :

$$\text{Eq. 6} \quad \theta_{i,\text{heat,fct f}} = \theta_{i,\text{heat,fct f,avg}} \quad (^\circ\text{C})$$

où :

$\tau_{\text{heat,fct f}}$	la constante de temps pour le chauffage de la partie fonctionnelle f, déterminée selon le § 5.3, en h ;
$t_{\text{unocc,min,fct f}}$	la plus courte période durant laquelle la partie fonctionnelle f n'est pas occupée, dérivée du Tableau [5], en h ;
$\theta_{i,\text{heat,fct f}}$	la valeur de calcul de la température intérieure pour le calcul du chauffage de la partie fonctionnelle f, telle qu'utilisée au § 5.3 pour la détermination des déperditions mensuelles par transmission et par ventilation, en $^\circ\text{C}$;
$\theta_{i,\text{heat,fct f,avg}}$	la température intérieure moyenne pour le calcul du chauffage de la partie fonctionnelle f, dérivée du Tableau [4], en $^\circ\text{C}$.

5.2.2.2.2 Forte inertie

Pour les parties fonctionnelles non couvertes par le § 5.2.2.1, le chauffage intermittent est considéré comme chauffage continu si l'inertie de la partie fonctionnelle considérée est suffisamment forte, plus précisément si :

$$\text{Eq. 8} \quad \tau_{\text{heat,fct f}} > 3 \cdot t_{\text{unocc,max,fct f}} \quad (\text{h})$$

on a :

$$\text{Eq. 9} \quad \theta_{i,\text{heat,fct f}} = \theta_{i,\text{heat,fct f,setpoint}} \quad (^\circ\text{C})$$

où :

$\tau_{\text{heat,fct f}}$	la constante de temps pour le chauffage de la partie fonctionnelle f, déterminée selon le § 5.3, en h ;
$t_{\text{unocc,max,fct f}}$	la plus longue période durant laquelle la partie fonctionnelle f n'est pas occupée, dérivée du Tableau [5], en h ;
$\theta_{i,\text{heat,fct f}}$	la valeur de calcul de la température intérieure pour le calcul du chauffage de la partie fonctionnelle f, telle qu'utilisée au § 5.3 pour la détermination des déperditions mensuelles par transmission et par ventilation, en $^\circ\text{C}$;
$\theta_{i,\text{heat,fct f,setpoint}}$	la valeur de consigne de la température intérieure pour le calcul du chauffage de la partie fonctionnelle f, dérivée du Tableau [4], en $^\circ\text{C}$.

5.2.2.3 Chauffage intermittent

Pour les parties fonctionnelles non couvertes par le § 5.2.2.1 et à inertie moyenne, c'est-à-dire qu'aucune condition du § 5.2.2.2.1 (Eq. 5) ou du § 5.2.2.2.2 (Eq. 8) n'est remplie, on a :

$$\theta_{i,heat,fct f} = \theta_{i,heat,fct f,avg} + \left(\begin{array}{l} (\theta_{i,heat,fct f,setpoint} - \theta_{i,heat,fct f,avg}) \cdot \\ \log_{10} \left[\frac{2 \cdot t_{unocc,min,fct f} - 3 \cdot t_{unocc,max,fct f} - 9 \cdot \tau_{heat,fct f}}{0,2 \cdot t_{unocc,min,fct f} - 3 \cdot t_{unocc,max,fct f}} \right] \end{array} \right) \quad (-)$$

Eq. 377

où :

$\theta_{i,heat,fct f}$	la valeur de calcul de la température intérieure pour le calcul du chauffage de la partie fonctionnelle f , telle qu'utilisée au § 5.3 pour la détermination des déperditions mensuelles par transmission et par ventilation, en °C ;
$\theta_{i,heat,fct f,avg}$	la température intérieure moyenne pour le calcul du chauffage de la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [4], en °C ;
$\theta_{i,heat,fct f,setpoint}$	la valeur de consigne de la température intérieure pour le calcul du chauffage de la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [4], en °C ;
$t_{unocc,min,fct f}$	la plus courte période durant laquelle la partie fonctionnelle f n'est pas occupée, dérivée du Tableau [5], en h ;
$t_{unocc,max,fct f}$	la plus longue période durant laquelle la partie fonctionnelle f n'est pas occupée, dérivée du Tableau [5], en h ;
$\tau_{heat,fct f}$	la constante de temps pour le chauffage de la partie fonctionnelle f , déterminée selon le § 5.3, en h.

Tableau [3] : Paramètres numériques pour la détermination du taux d'utilisation, pour toutes les fonctions

Chauffage des locaux		Refroidissement des locaux	
$a_{0,heat}$ (-)	$\tau_{0,heat}$ (h)	$b_{0,cool}$ (-)	$\tau_{0,cool}$ (h)
1	15	1	15

Tableau [4] : Valeur de consigne de la température intérieure et de la température intérieure moyenne pour le calcul du chauffage, par fonction

Fonctions		$\theta_{i,heat,fct f, setpoint}$ (°C)	$\theta_{i,heat,fct f, avg}$ (°C)
Hébergement		19,0	
Bureaux		21,0	16,8
Enseignement		21,0	16,8
Soins de santé	Avec occ. nocturne	23,0	
	Sans occ. nocturne	23,0	19,5
	Salles d'opération	19,0	
Rassemblement	Occupation importante	21,0	18,2
	Faible occupation	21,0	18,2
	Cafétéria / Réfectoire	21,0	16,8
Cuisine		19,0	16,4
Commerce		21,0	17,6
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	13,0	
	Fitness / Danse	21,0	18,0
	Sauna / Piscine	27,0	22,5
Locaux techniques		21,0	
Communs		21,0	Tel que déterminé ci-dessous
Autre		21,0	16,8
Fonction inconnue		21,0	18,2

Pour la fonction « Communs » :

La température intérieure moyenne pour le calcul du chauffage d'une partie fonctionnelle revêtant la fonction « Communs », $\theta_{i,heat,fct f, avg}$, dépend des fonctions des parties fonctionnelles desservies et est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 13} \quad \theta_{i,heat,fct f, avg} = f_{pres,fct f} \cdot 21 + (1 - f_{pres,fct f}) \cdot 15 \quad (^\circ\text{C})$$

où :

$\theta_{i,heat,fct f, avg}$ la température intérieure moyenne pour le calcul du chauffage de la partie fonctionnelle f revêtant la fonction « Communs », en °C ;

$f_{pres,fct f}$ la fraction d'occupation par semaine de la partie fonctionnelle « Communs », telle que déterminée selon le § 5.1, (-).

Tableau [5] : Plus courte et plus longue périodes d'inoccupation de la partie fonctionnelle, par fonction

Fonctions		$t_{unocc, min, fct f}$ (h)	$t_{unocc, max, fct f}$ (h)
Hébergement		0	0
Bureaux		14	62
Enseignement		14	62
Soins de santé	Avec occ. nocturne	0	0
	Sans occ. nocturne	14	62
	Salles d'opération	0	0
Rassemblement	Occupation importante	9	33
	Faible occupation	9	33
	Cafétéria / Réfectoire	14	62
Cuisine		14	38
Commerce		12	36
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	10	34
	Fitness / Danse	10	34
	Sauna / Piscine	10	34
Locaux techniques		0	0
Communs		Telle que déterminée ci-dessous	
Autre		14	62
Fonction inconnue		9	33

Pour la fonction « Communs » :

- Le profil d'occupation d'une partie fonctionnelle « Communs » dépend des fonctions des parties fonctionnelles desservies (voir le Tableau [2]).
- Les plus courte et plus longue périodes d'inoccupation de la partie fonctionnelle « Communs », $t_{unoccmin, fct f}$ et $t_{unoccmax, fct f}$, dépendent donc également des fonctions des parties fonctionnelles desservies. Pour les déterminer il faut calculer les plus courte et plus longue périodes, en h, durant lesquelles aucune des parties fonctionnelles desservies n'est occupée. Ces périodes doivent être déterminées sans tenir compte de la présence d'une partie fonctionnelle revêtant la fonction « Locaux techniques », à moins que la partie fonctionnelle « Communs » ne desserve que des parties fonctionnelles revêtant la fonction « Locaux techniques ».

5.2.3 Refroidissement des locaux

5.2.3.1 Refroidissement continu

Dans les parties fonctionnelles :

- hébergement ;
- soins de santé - avec occ. nocturne ;
- soins de santé - salles d'opération ;

l'intermittence du refroidissement n'est pas pratiquée (soit occupation 24 h/24 et 7 jours/7, soit température intérieure constante).

Pour les parties fonctionnelles revêtant l'une de ces fonctions et à refroidissement actif, on a alors :

$$\text{Eq. 263 } \theta_{i,\text{cool},\text{fct } f} = \theta_{i,\text{cool},\text{fct } f,\text{avg}} = \theta_{i,\text{cool},\text{fct } f,\text{setpoint}} \quad (^\circ\text{C})$$

$$\text{Eq. 264 } a_{\text{cool},\text{int},\text{fct } f,\text{m}} = 1 \quad (-)$$

où :

$\theta_{i,\text{cool},\text{fct } f}$ la valeur de calcul de la température intérieure pour le calcul du refroidissement de la partie fonctionnelle f , telle qu'utilisée au § 5.4 pour la détermination des déperditions mensuelles par transmission et par ventilation, en $^\circ\text{C}$;

$\theta_{i,\text{cool},\text{fct } f,\text{avg}}$ la température intérieure moyenne pour le calcul du refroidissement des locaux de la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [44], en $^\circ\text{C}$;

$\theta_{i,\text{cool},\text{fct } f,\text{setpoint}}$ la valeur de consigne de la température intérieure pour le calcul du refroidissement des locaux de la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [44], en $^\circ\text{C}$;

$a_{\text{cool},\text{int},\text{fct } f,\text{m}}$ le facteur de réduction qui prend en compte l'intermittence du refroidissement de la partie fonctionnelle f pour le mois m (-).

5.2.3.2 Refroidissement quasi continu :

5.2.3.2.1 Faible inertie

Pour les parties fonctionnelles non couvertes par le § 5.2.3.1, le refroidissement quasi continu est malgré tout considéré comme refroidissement continu si l'inertie de la partie fonctionnelle considérée est suffisamment faible, plus précisément si :

$$\text{Eq. 265 } \tau_{\text{cool},\text{int},\text{fct } f,\text{m}} < 0,2 \cdot \tau_{\text{unocc},\text{min},\text{fct } f} \quad (\text{h})$$

on a :

$$\text{Eq. 266 } \theta_{i,\text{cool},\text{fct } f} = \theta_{i,\text{cool},\text{fct } f,\text{avg}} \quad (^\circ\text{C})$$

$$\text{Eq. 267 } a_{\text{cool},\text{int},\text{fct } f,\text{m}} = 1 \quad (-)$$

où :

$\tau_{cool,int,fct f,m}$	la constante de temps mensuelle pour la détermination du facteur de réduction qui prend en compte l'intermittence du refroidissement de la partie fonctionnelle f , telle que déterminée ci-dessous, en h ;
$\tau_{unocc,min,fct f}$	la plus courte période durant laquelle la partie fonctionnelle f n'est pas occupée, dérivée du Tableau [5], en h ;
$\theta_{i,cool,fct f}$	la valeur de calcul de la température intérieure pour le calcul du refroidissement de la partie fonctionnelle f , telle qu'utilisée au § 5.4 pour la détermination des déperditions mensuelles par transmission et par ventilation, en °C ;
$\theta_{i,cool,fct f,avg}$	la température intérieure moyenne pour le calcul du refroidissement des locaux de la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [44], en °C ;
$a_{cool,int,fct f,m}$	le facteur de réduction qui prend en compte l'intermittence du refroidissement de la partie fonctionnelle f pour le mois m (-).

La constante de temps mensuelle pour la détermination du facteur de réduction qui prend en compte l'intermittence du refroidissement de la partie fonctionnelle f est déterminée comme suit :

$$Eq. \quad 381 \quad \tau_{cool,int,fct f,m} = \frac{C_{fct f}}{3,6 \cdot \left(H_{T,cool,fct f} + \left[\begin{array}{l} H_{V,hyg,cool,int,fct f,m} + H_{V,in/exfiltr,cool,fct f,m} \\ + H_{V,add m,day,cool,int,fct f,m} + H_{V,add m,night,cool,int,fct f,m} \\ + H_{V,add w,day,cool,int,fct f,m} + H_{V,add w,night,cool,int,fct f,m} \end{array} \right] \right)}$$

(h)

où :

$C_{fct f}$	la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f , déterminée selon le § 5.9, en kJ/K ;
$H_{T,cool,fct f}$	le coefficient de transfert thermique par transmission de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.5, en W/K ;
$H_{V,hyg,cool,int,fct f,m}$	le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation hygiénique de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.2, en W/K, mais où, pour les calculs intermédiaires, $\theta_{i,cool,fct f,m}$ est réputée égale à la valeur du Tableau [46] dans le cas d'une partie fonctionnelle f revêtant la fonction « Hébergement », « Bureaux » ou « Enseignement » qui n'est pas équipée de refroidissement actif ou à $\theta_{i,cool,fct f,setpoint}$ dans tous les autres cas ;
$H_{V,in/exfiltr,cool,fct f,m}$	le coefficient de transfert thermique mensuel par in/exfiltration de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.1, en W/K ;
$H_{V,add m,day,cool,int,fct f,m}$	le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation mécanique additionnelle, en journée, de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.3, en W/K, mais où, pour les calculs intermédiaires, $\theta_{i,cool,fct f,m}$ est réputée égale à la valeur du Tableau [46] dans le cas d'une partie fonctionnelle f revêtant la fonction « Hébergement », « Bureaux » ou « Enseignement » qui n'est pas équipée de

refroidissement actif ou à $\theta_{i,cool,fct f,setpoint}$ dans tous les autres cas ;

$H_{V,add m,night,cool,int,fct f,m}$ le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation mécanique additionnelle, pendant la nuit, de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.4, en W/K, mais où, pour les calculs intermédiaires, $\theta_{i,cool,fct f,m}$ est réputée égale à la valeur du Tableau [46] dans le cas d'une partie fonctionnelle f revêtant la fonction « Hébergement », « Bureaux » ou « Enseignement » qui n'est pas équipée de refroidissement actif ou à $\theta_{i,cool,fct f,setpoint}$ dans tous les autres cas ;

$H_{V,add w,day,cool,int,fct f,m}$ le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation additionnelle par ouverture des fenêtres, en journée, de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.5, en W/K, mais où, pour les calculs intermédiaires, $\theta_{i,cool,fct f,m}$ est réputée égale à la valeur du Tableau [46] dans le cas d'une partie fonctionnelle f revêtant la fonction « Hébergement », « Bureaux » ou « Enseignement » qui n'est pas équipée de refroidissement actif ou à $\theta_{i,cool,fct f,setpoint}$ dans tous les autres cas ;

$H_{V,add w,night,cool,int,fct f,m}$ le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation additionnelle par ouverture des fenêtres, pendant la nuit, de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.6, en W/K, mais où, pour les calculs intermédiaires, $\theta_{i,cool,fct f,m}$ est réputée égale à la valeur du Tableau [46] dans le cas d'une partie fonctionnelle f revêtant la fonction « Hébergement », « Bureaux » ou « Enseignement » qui n'est pas équipée de refroidissement actif ou à $\theta_{i,cool,fct f,setpoint}$ dans tous les autres cas.

5.2.3.2.2 Forte inertie

Pour les parties fonctionnelles non couvertes par le § 5.2.3.1, le refroidissement quasi continu est malgré tout considéré comme refroidissement continu si l'inertie de la partie fonctionnelle considérée est suffisamment forte, plus précisément si :

$$\text{Eq. 269 } \tau_{cool,int,fct f,m} > 3 \cdot \tau_{unocc,max,fct f} \quad (\text{h})$$

on a :

$$\text{Eq. 270 } \theta_{i,cool,fct f} = \theta_{i,cool,fct f,setpoint} \quad (^\circ\text{C})$$

$$\text{Eq. 271 } a_{cool,int,fct f,m} = 1 \quad (-)$$

où :

$\tau_{cool,int,fct f,m}$ la constante de temps mensuelle pour la détermination du facteur de réduction qui prend en compte l'intermittence du refroidissement de la partie fonctionnelle f , déterminée selon le § 5.2.3.2.1, en h ;

$t_{unocc,max,fct f}$	la plus longue période durant laquelle la partie fonctionnelle f n'est pas occupée, dérivée du Tableau [5], en h ;
$\theta_{i,cool,fct f}$	la valeur de calcul de la température intérieure pour le calcul du refroidissement de la partie fonctionnelle f , telle qu'utilisée au § 5.4 pour la détermination des déperditions mensuelles par transmission et par ventilation, en °C ;
$\theta_{i,cool,fct f,setpoint}$	la valeur de consigne de la température intérieure pour le calcul du refroidissement des locaux de la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [44], en °C ;
$a_{cool,int,fct f,m}$	le facteur de réduction qui prend en compte l'intermittence du refroidissement de la partie fonctionnelle f pour le mois m (-).

5.2.3.3 Refroidissement intermittent

Pour les parties fonctionnelles non couvertes par le § 5.2.3.1 et à inertie moyenne, c'est-à-dire qu'aucune condition du § 5.2.3.2.1 (Eq. 265) ou du § 5.2.3.2.2 (Eq. 269) n'est remplie, on a :

$$\text{Eq. 272} \quad \theta_{i,cool,fct f} = \theta_{i,cool,fct f,setpoint} \quad (^\circ\text{C})$$

et :

$$\text{Eq. 273} \quad a_{cool,int,fct f,m} = \max \left[f_{cool,fct f} ; 1 - 3 \cdot \left(\frac{\tau_{0,cool}}{\tau_{cool,fct f,m}} \right) \cdot \lambda_{cool,fct f,m} \cdot (1 - f_{cool,fct f}) \right] \quad (-)$$

où :

$\theta_{i,cool,fct f}$	la valeur de calcul de la température intérieure pour le calcul du refroidissement de la partie fonctionnelle f , telle qu'utilisée au § 5.4 pour la détermination des déperditions mensuelles par transmission et par ventilation, en °C ;
$\theta_{i,cool,fct f,setpoint}$	la valeur de consigne de la température intérieure pour le calcul du refroidissement des locaux de la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [44], en °C ;
$a_{cool,int,fct f,m}$	le facteur de réduction qui prend en compte l'intermittence du refroidissement de la partie fonctionnelle f pour le mois m (-) ;
$f_{cool,fct f}$	la fraction d'occupation par semaine durant laquelle la partie fonctionnelle f est refroidie à la valeur de consigne de la température intérieure (sans élévation de température). Cette fraction est égale au nombre de jours par semaine durant lesquels la partie fonctionnelle est occupée, déterminé selon le Tableau [2], divisé par 7 (-) ;
$\tau_{0,cool}$	une constante, dérivée du Tableau [3], en h ;
$\tau_{cool,fct f,m}$	la constante de temps mensuelle pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f , déterminée selon le § 5.4, en h ;
$\lambda_{cool,fct f,m}$	le rapport mensuel déperditions-gains pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f , déterminé selon le § 5.4 (-).

Tableau [44] : Valeur de consigne de la température intérieure et de la température intérieure moyenne pour le calcul du refroidissement d'une fonction donnée

Fonctions		$\theta_{i,cool,fct f, setpoint}$ (°C)	$\theta_{i,cool,fct f, avg}$ (°C)
Hébergement		25,0	
Bureaux		25,0	27,1
Enseignement		25,0	27,1
Soins de santé	Avec occ. nocturne	23,0	
	Sans occ. nocturne	23,0	25,1
	Salles d'opération	23,0	
Rassemblement	Occupation importante	25,0	26,4
	Faible occupation	25,0	26,4
	Cafétéria / Réfectoire	25,0	27,1
Cuisine		25,0	26,9
Commerce		24,0	25,7
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	25,0	26,5
	Fitness / Danse	25,0	26,5
	Sauna / Piscine	Pas de calcul du refroidissement	
Locaux techniques		Pas de calcul du refroidissement	
Communs		25,0	Tel que déterminé ci-dessous
Autre		25,0	27,1
Fonction inconnue		25,0	26,4

Pour la fonction « Communs » :

- La température intérieure moyenne pour le calcul du refroidissement d'une partie fonctionnelle revêtant la fonction « Communs », $\theta_{i,cool,fct f, avg}$, dépend des fonctions des parties fonctionnelles desservies et est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 274 } \theta_{i,cool,fct f, avg} = f_{pres,fct f} \cdot 25 + (1 - f_{pres,fct f}) \cdot 28 \quad (^\circ\text{C})$$

où :

$\theta_{i,cool,fct f, avg}$ la température intérieure moyenne pour le calcul du refroidissement de la partie fonctionnelle « Communs », en °C ;

$f_{\text{pres}, \text{fct } f}$ la fraction d'occupation par semaine de la partie fonctionnelle « Communs », telle que déterminée selon le § 5.1 (-).

- Le profil d'occupation d'une partie fonctionnelle « Communs » dépend des fonctions des parties fonctionnelles desservies (voir le Tableau [2]).
- De la même manière, les plus courte et plus longue périodes d'inoccupation de la partie fonctionnelle « Communs », $t_{\text{unocmin}, \text{fct } f}$ et $t_{\text{unocmax}, \text{fct } f}$, dépendent également des fonctions des parties fonctionnelles desservies. Pour les déterminer il faut calculer les plus courte et plus longue périodes, en h, durant lesquelles aucune des parties fonctionnelles desservies n'est occupée. Ces périodes doivent toujours être déterminées sans tenir compte de la présence d'une partie fonctionnelle revêtant la fonction « Locaux techniques ».

5.3 Besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage des locaux

Les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage des locaux par secteur énergétique sont déterminés comme suit :

$$\text{Eq. 378} \quad Q_{\text{heat}, \text{net}, \text{sec } i, m} = \sum_f Q_{\text{heat}, \text{net}, \text{fct } f, m} \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{\text{heat}, \text{net}, \text{sec } i, m}$ les besoins nets en énergie pour le chauffage des locaux, compte tenu de l'intermittence du chauffage, du secteur énergétique i pour le mois m, en MJ ;

$Q_{\text{heat}, \text{net}, \text{fct } f, m}$ les besoins nets en énergie pour le chauffage des locaux, compte tenu de l'intermittence du chauffage, de la partie fonctionnelle f pour le mois m, tels que déterminés ci-dessous, en MJ.

Il faut faire la somme sur toutes les parties fonctionnelles f du secteur énergétique i.

Particularité de la fonction « Locaux techniques » : les besoins nets en énergie pour le chauffage des locaux des parties fonctionnelles revêtant cette fonction, compte tenu de l'intermittence du chauffage, $Q_{\text{heat}, \text{net}, \text{fct } f, m}$, sont réputés nuls toute l'année.

Particularité de la fonction « Enseignement » : les besoins nets en énergie pour le chauffage des locaux des parties fonctionnelles revêtant cette fonction, compte tenu de l'intermittence du chauffage, $Q_{\text{heat}, \text{net}, \text{fct } f, m}$, sont réputés nuls en juillet et août.

Pour le calcul des besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage des locaux, on détermine chaque fois les déperditions mensuelles totales par transmission et par ventilation, à une valeur de calcul établie de la température intérieure $\theta_{i, \text{heat}, \text{fct } f}$ (déterminée selon le § 5.2), de même que les gains de chaleur mensuels par ensoleillement et par production interne de chaleur. On établit ensuite, toujours par partie fonctionnelle, le bilan énergétique mensuel à l'aide du taux d'utilisation des gains de chaleur.

On détermine les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage des locaux, compte tenu de l'intermittence du chauffage, par partie fonctionnelle comme suit :

Eq. 404 Si $\gamma_{\text{heat,fct f,m}}$ est supérieur ou égal à 2,5 ou inférieur à 0, on a :

$$Q_{\text{heat,net,fct f,m}} = 0 \quad (\text{MJ})$$

Si $\gamma_{\text{heat,fct f,m}}$ est inférieur à 2,5 et supérieur ou égal à 0, on a :

$$Q_{\text{heat,net,fct f,m}} = Q_{\text{L,heat,fct f,m}} - \eta_{\text{util,heat,fct f,m}} \cdot Q_{\text{g,heat,fct f,m}} \quad (\text{MJ})$$

Exception : si $Q_{\text{L,heat,fct f,m}}$ est égal à 0, on a :

$$Q_{\text{heat,net,fct f,m}} = 0 \quad (\text{MJ})$$

où :

Eq. 17 $Q_{\text{L,heat,fct f,m}} = Q_{\text{T,heat,fct f,m}} + Q_{\text{V,heat,fct f,m}} \quad (\text{MJ})$

Eq. 18 $Q_{\text{g,heat,fct f,m}} = Q_{\text{i,heat,fct f,m}} + Q_{\text{s,heat,fct f,m}} \quad (\text{MJ})$

où :

$\gamma_{\text{heat,fct f,m}}$	le rapport mensuel gains-dépense de la partie fonctionnelle f pour le mois m, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$Q_{\text{heat,net,fct f,m}}$	les besoins nets en énergie pour le chauffage des locaux, compte tenu de l'intermittence du chauffage, de la partie fonctionnelle f pour le mois m, en MJ ;
$Q_{\text{L,heat,fct f,m}}$	les dépenses de chaleur mensuelles par transmission et par ventilation de la partie fonctionnelle f, pour les calculs de chauffage, en MJ ;
$\eta_{\text{util,heat,fct f,m}}$	le taux d'utilisation mensuel des gains de chaleur de la partie fonctionnelle f, pour les calculs de chauffage, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$Q_{\text{g,heat,fct f,m}}$	les gains de chaleur mensuels par ensoleillement et par production de chaleur interne de la partie fonctionnelle f, pour les calculs de chauffage, en MJ ;
$Q_{\text{T,heat,fct f,m}}$	les dépenses de chaleur mensuelles par transmission de la partie fonctionnelle f, pour les calculs de chauffage, telles que déterminées ci-dessous, en MJ ;
$Q_{\text{V,heat,fct f,m}}$	les dépenses de chaleur mensuelles par ventilation de la partie fonctionnelle f, pour les calculs de chauffage, telles que déterminées ci-dessous, en MJ ;
$Q_{\text{i,heat,fct f,m}}$	la production de chaleur interne mensuelle de la partie fonctionnelle f, pour les calculs de chauffage, déterminée selon le § 5.7, en MJ ;
$Q_{\text{s,heat,fct f,m}}$	les gains de chaleur solaire mensuels de la partie fonctionnelle f, pour les calculs de chauffage, déterminés selon le § 5.8, in MJ.

et :

Eq. 19 $Q_{\text{T,heat,fct f,m}} = H_{\text{T,heat,fct f}} \cdot (\theta_{\text{i,heat,fct f}} - \theta_{\text{e,heat,m}}) \cdot t_m \quad (\text{MJ})$

Eq. 20 $Q_{\text{V,heat,fct f,m}} = H_{\text{V,heat,fct f}} \cdot (\theta_{\text{i,heat,fct f}} - \theta_{\text{e,heat,m}}) \cdot t_m \quad (\text{MJ})$

où :

$H_{T,heat,fct f}$	le coefficient de transfert thermique par transmission de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de chauffage, déterminé selon le § 5.5, en W/K ;
$H_{V,heat,fct f}$	le coefficient de transfert thermique par ventilation de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de chauffage, déterminé selon le § 5.6.2, en W/K ;
$\theta_{i,heat,fct f}$	la valeur de calcul de la température intérieure dans la partie fonctionnelle f , pour la détermination des besoins en énergie pour le chauffage, déterminée selon le § 5.2, en °C ;
$\theta_{e,heat,m}$	la température extérieure moyenne mensuelle pour les calculs de chauffage, dérivée du Tableau [1], en °C ;
t_m	la durée du mois, dérivée du Tableau [1], en Ms.

Le taux d'utilisation des gains de chaleur est déterminé par mois et par partie fonctionnelle à l'aide de la masse accessible à la chaleur et du rapport entre les gains de chaleur et les déperditions de chaleur. On calcule le taux d'utilisation du chauffage par partie fonctionnelle et par mois, $\eta_{util,heat,fct f,m}$, comme suit :

$$\text{Eq. 21} \quad \text{si } Y_{heat,fct f,m} \neq 1 : \quad \eta_{util,heat,fct f,m} = \frac{1 - (Y_{heat,fct f,m})^a}{1 - (Y_{heat,fct f,m})^{a+1}} \quad (-)$$

$$\text{si } Y_{heat,fct f,m} = 1 : \quad \eta_{util,heat,fct f,m} = \frac{a}{a+1} \quad (-)$$

où le rapport mensuel gains-déperditions par partie fonctionnelle par mois, $Y_{heat,fct f,m}$, est défini comme :

$$\text{Eq. 22} \quad Y_{heat,fct f,m} = \frac{Q_{g,heat,fct f,m}}{Q_{L,heat,fct f,m}} \quad (-)$$

et où le paramètre numérique a pour la partie fonctionnelle f est donné par :

$$\text{Eq. 23} \quad a = a_{0,heat} + \frac{\tau_{heat,fct f}}{\tau_{0,heat}} \quad (-)$$

avec, comme constante de temps pour le chauffage de la partie fonctionnelle f , $\tau_{heat,fct f}$, en h :

$$\text{Eq. 24} \quad \tau_{heat,fct f} = \frac{C_{fct f}}{3,6 \cdot (H_{T,heat,fct f} + H_{V,heat,fct f})} \quad (h)$$

où :

$a_{0,heat}$	une constante, dérivée du Tableau [3], (-) ;
$\tau_{0,heat}$	une constante, dérivée du Tableau [3], en h ;
$C_{fct f}$	la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f , déterminée selon le § 5.9, en kJ/K ;

$H_{T,heat,fct f}$	le coefficient de transfert thermique par transmission de la partie fonctionnelle f, pour les calculs de chauffage, déterminé selon le § 5.5, en W/K ;
$H_{V,heat,fct f}$	le coefficient de transfert thermique par ventilation de la partie fonctionnelle f, pour les calculs de chauffage, déterminé selon le § 5.6.2, en W/K.

5.4 Besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement des locaux

Pour le refroidissement des locaux, il faut également déterminer les besoins mensuels nets en énergie par partie fonctionnelle. Ensuite, il faut faire la somme sur toutes les parties fonctionnelles qui appartiennent au secteur énergétique i concerné. Les besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement des locaux sont toujours calculés, même en l'absence d'installation d'un refroidissement actif.

Les besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement des locaux par secteur énergétique sont déterminés comme suit :

$$\text{Eq. 25} \quad Q_{\text{cool,net,sec } i,m} = \sum_f Q_{\text{cool,net,fct } f,m} \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{\text{cool,net,sec } i,m}$ les besoins nets en énergie pour le refroidissement du secteur énergétique i pour le mois m , en MJ ;

$Q_{\text{cool,net,fct } f,m}$ les besoins nets en énergie pour le refroidissement des locaux de la partie fonctionnelle f pour le mois m , tels que déterminés ci-dessous, en MJ.

Il faut faire la somme sur toutes les parties fonctionnelles f du secteur énergétique i .

Particularité des fonctions « Sauna/Piscine » et « Locaux techniques » : les besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement des locaux des parties fonctionnelles revêtant l'une de ces fonctions, $Q_{\text{cool,net,fct } f,m}$, sont réputés nuls toute l'année.

Particularité de la fonction « Enseignement » : les besoins nets en énergie pour le refroidissement des locaux des parties fonctionnelles revêtant cette fonction, $Q_{\text{cool,net,fct } f,m}$, sont réputés nuls en juillet et août.

On détermine les besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement des locaux par partie fonctionnelle comme suit :

Eq. 382 Si $\lambda_{\text{cool,fct } f,m}$ est supérieur ou égal à 2,5, on a :

$$Q_{\text{cool,net,fct } f,m} = 0 \quad (\text{MJ})$$

Si $\lambda_{\text{cool,fct } f,m}$ est inférieur à 2,5, on a :

$$Q_{\text{cool,net,fct } f,m} = a_{\text{cool,int,fct } f,m} \cdot \left(Q_{g,\text{cool,fct } f,m} - \eta_{\text{util,cool,fct } f,m} \cdot Q_{L,\text{cool,fct } f,m} \right) \quad (\text{MJ})$$

Exception : si $Q_{L,\text{cool,fct } f,m}$ est égal à 0, on a :

$$Q_{\text{cool,net,fct } f,m} = Q_{g,\text{cool,fct } f,m} \quad (\text{MJ})$$

où :

$$\text{Eq. 27} \quad Q_{g,cool,fct f,m} = Q_{i,cool,fct f,m} + Q_{s,cool,fct f,m} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 28} \quad Q_{L,cool,fct f,m} = Q_{T,cool,fct f,m} + Q_{V,cool,fct f,m} \quad (\text{MJ})$$

où :

$\lambda_{cool,fct f,m}$	le rapport mensuel déperditions-gains pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f , tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$Q_{cool,net,fct f,m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement des locaux de la partie fonctionnelle f , en MJ ;
$a_{cool,int,fct f,m}$	le facteur de réduction qui prend en compte l'intermittence du refroidissement de la partie fonctionnelle f pour le mois m , déterminé selon le § 5.2, (-) ;
$Q_{g,cool,fct f,m}$	les gains de chaleur mensuels par ensoleillement et par production de chaleur interne de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, en MJ ;
$\eta_{util,cool,fct f,m}$	le taux d'utilisation mensuel des déperditions de chaleur de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$Q_{L,cool,fct f,m}$	les déperditions de chaleur mensuelles par transmission et par ventilation de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, en MJ ;
$Q_{T,cool,fct f,m}$	les déperditions de chaleur mensuelles par transmission de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, telles que déterminées ci-dessous, en MJ ;
$Q_{V,cool,fct f,m}$	les déperditions de chaleur mensuelles par ventilation de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, telles que déterminées ci-dessous, en MJ ;
$Q_{i,cool,fct f,m}$	la production de chaleur interne mensuelle de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminée selon le § 5.7, en MJ ;
$Q_{s,cool,fct f,m}$	les gains de chaleur solaire mensuels de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminés selon le § 5.8, in MJ.

et :

$$\text{Eq. 276} \quad Q_{T,cool,fct f,m} = H_{T,cool,fct f} \cdot (\theta_{i,cool,fct f,m} - \theta_{e,cool,m}) \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

$$Q_{V,cool,fct f,m} = Q_{V,hyg,cool,fct f,m} + Q_{V,in/exfiltr,cool,fct f,m} \\ + Q_{V,add m,day,cool,fct f,m} + Q_{V,add m,night,cool,fct f,m} \\ + Q_{V,add w,day,cool,fct f,m} + Q_{V,add w,night,cool,fct f,m}$$

$$\text{Eq. 277} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 278} \quad Q_{V,hyg,cool,fct f,m} = \left[\begin{array}{c} H_{V,hyg,cool,fct f,m} \cdot \\ (\theta_{i,cool,fct f,m} - \theta_{e,V,cool,hyg,m}) \end{array} \right] \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 279} \quad Q_{V,\text{in/exfiltr,cool,fct f,m}} = \left[\begin{array}{c} H_{V,\text{in/exfiltr,cool,fct f,m}} \cdot \\ (\theta_{i,\text{cool,fct f,m}} - \theta_{e,\text{cool,m}}) \end{array} \right] \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 280} \quad Q_{V,\text{add m,day,cool,fct f,m}} = \left[\begin{array}{c} H_{V,\text{add m,day,cool,fct f,m}} \cdot \\ (\theta_{i,\text{cool,fct f,m}} - \theta_{e,\text{add,cool,day,m}}) \end{array} \right] \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 281} \quad Q_{V,\text{add m,night,cool,fct f,m}} = \left[\begin{array}{c} H_{V,\text{add m,night,cool,fct f,m}} \cdot \\ (\theta_{i,\text{cool,fct f,m}} - \theta_{e,\text{add,cool,night,m}}) \end{array} \right] \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 282} \quad Q_{V,\text{add w,day,cool,fct f,m}} = \left[\begin{array}{c} H_{V,\text{add w,day,cool,fct f,m}} \cdot \\ (\theta_{i,\text{cool,fct f,m}} - \theta_{e,\text{add,cool,day,m}}) \end{array} \right] \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 283} \quad Q_{V,\text{add w,night,cool,fct f,m}} = \left[\begin{array}{c} H_{V,\text{add w,night,cool,fct f,m}} \cdot \\ (\theta_{i,\text{cool,fct f,m}} - \theta_{e,\text{add,cool,night,m}}) \end{array} \right] \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

où :

$H_{T,\text{cool,fct f}}$	le coefficient de transfert thermique par transmission de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.5, en W/K ;
$H_{V,\text{hyg,cool,fct f,m}}$	le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation hygiénique de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.2, en W/K ;
$\theta_{i,\text{cool,fct f,m}}$	la valeur de calcul mensuelle de la température intérieure de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, telle que déterminée ci-dessous, en °C ;
$\theta_{e,\text{cool,m}}$	la température extérieure moyenne mensuelle pour les calculs de refroidissement, dérivée du Tableau [1], en °C ;
$\theta_{e,V,\text{cool,hyg,m}}$	la valeur de calcul conventionnelle de la température d'alimentation de l'air de ventilation de la ventilation hygiénique pour les calculs de refroidissement, égale à $\theta_{e,V,\text{cool,m}}$, $\theta_{e,V,\text{cool,day,m}}$ ou $\theta_{e,V,\text{cool,night,m}}$ respectivement, selon que la partie fonctionnelle f présente une occupation permanente, diurne ou nocturne (voir le Tableau [2]). Ces valeurs sont dérivées du Tableau [45], en fonction du type de système de ventilation ;
$H_{V,\text{in/exfiltr,cool,fct f,m}}$	le coefficient de transfert thermique mensuel par in/exfiltration de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.1, en W/K ;
$H_{V,\text{add m,day,cool,fct f,m}}$	le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation mécanique additionnelle, en journée, de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.3, en W/K ;
$\theta_{e,\text{add,cool,day,m}}$	la valeur de calcul conventionnelle de la température d'alimentation de l'air de ventilation de la ventilation (mécanique) additionnelle, en journée, pour les calculs de refroidissement, dérivée du Tableau [45], en °C ;

$H_{V,add\ m,night,cool, fct\ f,m}$	le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation mécanique additionnelle, pendant la nuit, de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.4, en W/K ;
$\theta_{e,add,cool,night,m}$	la valeur de calcul conventionnelle de la température d'alimentation de l'air de ventilation de la ventilation (mécanique) additionnelle, pendant la nuit, pour les calculs de refroidissement, dérivée du Tableau [45], en °C ;
$H_{V,add\ w,day,cool, fct\ f,m}$	le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation additionnelle par ouverture des fenêtres, en journée, de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.5, en W/K ;
$\theta_{e,add,cool,day,m}$	la valeur de calcul conventionnelle de la température d'alimentation de l'air de ventilation de la ventilation additionnelle (par ouverture des fenêtres) en journée pour les calculs de refroidissement, dérivée du Tableau [45] (colonne (3)), en °C ;
$H_{V,add\ w,night,cool, fct\ f,m}$	le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation additionnelle par ouverture des fenêtres, pendant la nuit, de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.6.3.6, en W/K ;
$\theta_{e,add,cool,night,m}$	la valeur de calcul conventionnelle de la température d'alimentation de l'air de ventilation de la ventilation additionnelle (par ouverture des fenêtres) pendant la nuit pour les calculs de refroidissement, dérivée du Tableau [45] (colonne (5)), en °C ;
t_m	la durée du mois, dérivée du Tableau [1], en Ms.

Tableau [45] : Valeur de calcul de la température de l'air neuf injecté pour la ventilation hygiénique et la ventilation additionnelle pour les calculs de refroidissement

Mois	$\theta_{e,V,cool,m}$ (°C)		$\theta_{e,V,cool,day,m}$ et $\theta_{e,add,cool,day,m}$ (°C)		$\theta_{e,V,cool,night,m}$ et $\theta_{e,add,cool,night,m}$ (°C)	
	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
Janvier	3,9	16,0	4,2	16,0	3,4	16,0
Février	4,8	16,0	5,3	16,0	4,0	16,0
Mars	6,1	16,0	7,0	16,0	4,7	16,0
Avril	9,8	16,0	11,2	16,0	7,8	16,0
Mai	13,8	16,0	15,4	16,0	11,2	16,0
Juin	17,1	17,1	18,8	18,8	14,4	16,0
Juillet	17,8	17,8	19,3	19,3	15,4	16,0
Août	18,1	18,1	19,7	19,7	15,6	16,0
Septembre	16,3	16,3	17,5	17,4	14,6	16,0
Octobre	11,9	16,0	12,8	16,0	10,6	16,0
Novembre	6,7	16,0	7,2	16,0	6,0	16,0
Décembre	3,5	16,0	3,8	16,0	3,1	16,0

- Les colonnes (1), (3) et (5) s'appliquent en présence d'un système de ventilation naturelle ou d'un système de ventilation mécanique simple flux par extraction.
- Les colonnes (2), (4) et (6) s'appliquent en présence d'un système de ventilation simple flux par insufflation ou d'un système de ventilation mécanique double flux.
- Les colonnes (3) et (5) s'appliquent en cas de ventilation additionnelle par ouverture des fenêtres.

La valeur de calcul mensuelle de la température intérieure pour les calculs de refroidissement est dérivée du Tableau [46] pour les parties fonctionnelles revêtant les fonctions « Hébergement », « Bureaux » ou « Enseignement » qui ne sont pas équipées de refroidissement actif. Dans les autres cas, cette valeur est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 284 } \theta_{i,\text{cool},\text{fct } f,m} = \theta_{i,\text{cool},\text{fct } f} \quad (^\circ\text{C})$$

$\theta_{i,\text{cool},\text{fct } f}$ la valeur de calcul de la température intérieure pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f , déterminée selon le § 5.2, en $^\circ\text{C}$.

Tableau [46] : Valeur de calcul de la température intérieure pour les calculs de refroidissement de parties fonctionnelles revêtant les fonctions « Hébergement », « Bureaux » ou « Enseignement » qui ne sont pas équipées de refroidissement actif

	Jan	Fév	Mars	Avr	Mai	Juin	Juill et	Août	Sep	Oct	Nov	Déc
$\theta_{i,\text{cool},\text{fct } f,m}$ ($^\circ\text{C}$)	25,0	25,0	25,0	25,0	25,2	26,1	26,6	26,6	25,8	25,0	25,0	25,0

Le taux d'utilisation des déperditions de chaleur est déterminé par mois et par partie fonctionnelle à l'aide de la masse accessible à la chaleur et du rapport entre les déperditions de chaleur et les gains de chaleur.

On calcule le taux d'utilisation du refroidissement par partie fonctionnelle et par mois, $\eta_{\text{util},\text{cool},\text{fct } f,m}$, comme suit :

$$\text{Eq. 285 Si } \lambda_{\text{cool},\text{fct } f,m} \geq 0 \text{ et } \lambda_{\text{cool},\text{fct } f,m} \neq 1 : \\ \eta_{\text{util},\text{cool},\text{fct } f,m} = \frac{1 - (\lambda_{\text{cool},\text{fct } f,m})^{b_m}}{1 - (\lambda_{\text{cool},\text{fct } f,m})^{b_m + 1}} \quad (-)$$

$$\text{Si } \lambda_{\text{cool},\text{fct } f,m} = 1 : \eta_{\text{util},\text{cool},\text{fct } f,m} = \frac{b_m}{b_m + 1} \quad (-)$$

$$\text{Si } \lambda_{\text{cool},\text{fct } f,m} < 0 : \eta_{\text{util},\text{cool},\text{fct } f,m} = 1 \quad (-)$$

où le rapport mensuel déperditions-gains par partie fonctionnelle, $\lambda_{\text{cool},\text{fct } f,m}$, est défini comme :

$$\text{Eq. 32 } \lambda_{\text{cool},\text{fct } f,m} = \frac{Q_{L,\text{cool},\text{fct } f,m}}{Q_{g,\text{cool},\text{fct } f,m}} \quad (-)$$

et où le paramètre numérique b_m pour la partie fonctionnelle f est donné par :

$$\text{Eq. 33 } b_m = b_{0,\text{cool}} + \frac{\tau_{\text{cool},\text{fct } f,m}}{\tau_{0,\text{cool}}} \quad (-)$$

avec, comme constante de temps pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f , $\tau_{cool, fct f, m}$:

$$\text{Eq. 286} \quad \tau_{cool, fct f, m} = \frac{C_{fct f}}{3,6 \cdot (H_{T, cool, fct f} + H_{V, cool, fct f, m})} \quad (h)$$

où :

$b_{0, cool}$ une constante, dérivée du Tableau [3], (-) ;

$\tau_{0, cool}$ une constante, dérivée du Tableau [3], en h ;

$C_{fct f}$ la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f , déterminée selon le § 5.9, en kJ/K ;

$H_{T, cool, fct f}$ le coefficient de transfert thermique par transmission de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 5.5, en W/K ;

$H_{V, cool, fct f, m}$ le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation hygiénique, in/exfiltration et ventilation mécanique additionnelle ou ventilation additionnelle par ouverture des fenêtres de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, tel que déterminé ci-dessous, en W/K.

et :

$$\text{Eq. 287} \quad H_{V, cool, fct f, m} = \frac{Q_{V, cool, fct f, m}}{(\theta_{i, cool, fct f, setpoint} - \theta_{e, cool, m}) \cdot t_m} \quad (MJ)$$

où :

$Q_{V, cool, fct f, m}$ les déperditions de chaleur mensuelles par ventilation de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, telles que déterminées ci-avant, en MJ ;

$\theta_{i, cool, fct f, setpoint}$ la valeur de consigne de la température intérieure pour le calcul du refroidissement des locaux de la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [44], en °C ;

$\theta_{e, cool, m}$ la température extérieure moyenne mensuelle pour les calculs de refroidissement, dérivée du Tableau [1], en °C ;

t_m la durée du mois, dérivée du Tableau [1], en Ms.

5.5 Coefficient de transfert thermique par transmission par partie fonctionnelle

On détermine les coefficients de transfert thermique par transmission de la partie fonctionnelle f , $H_{T, heat, fct f}$ et $H_{T, cool, fct f}$, selon le § 7 et § 8 respectivement de l'annexe V au présent arrêté, en tenant compte du fait que le bilan énergétique est déterminée au niveau de la partie fonctionnelle f et non au niveau du secteur énergétique i .

Les parois contiguës à des espaces adjacents chauffés (autres parties fonctionnelles, autres secteurs énergétiques, autres parties du volume protégé en dehors de l'unité PEN, bâtiments chauffés adjacents, etc.) ne sont pas prises en considération.

5.6 Coefficient de transfert thermique par ventilation par partie fonctionnelle

5.6.1 Principe

La réglementation (voir annexe X au présent arrêté) impose des débits de ventilation de conception minimum par espace. Des débits de ventilation de conception supérieurs plus élevés sont toujours autorisés. L'équipe de construction doit les établir clairement pour chaque espace. On distingue 4 types de systèmes de ventilation :

- ventilation naturelle ;
- ventilation mécanique simple flux par insufflation ;
- ventilation mécanique simple flux par extraction ;
- ventilation mécanique double flux.

Dans la suite du texte, les 3 dernières catégories sont définies collectivement comme ventilation mécanique.

En vertu des règles qui régissent la délimitation des secteurs énergétiques et des parties fonctionnelles (voir le § 3.2), une même partie fonctionnelle ne peut comporter qu'un seul type de système de ventilation.

5.6.2 Coefficient de transfert thermique par ventilation pour les calculs de chauffage par partie fonctionnelle

On détermine le coefficient de transfert thermique par ventilation pour les calculs de chauffage par partie fonctionnelle comme suit :

$$\text{Eq. 35} \quad H_{V,\text{heat},\text{fct } f} = H_{V,\text{in/exfilt},\text{heat},\text{fct } f} + H_{V,\text{hyg},\text{heat},\text{fct } f} \quad (\text{W/K})$$

où :

$H_{V,\text{heat},\text{fct } f}$	le coefficient de transfert thermique par ventilation de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de chauffage, en W/K ;
$H_{V,\text{in/exfilt},\text{heat},\text{fct } f}$	le coefficient de transfert thermique par in/exfiltration de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de chauffage, déterminé selon le § 5.6.2.1, en W/K ;
$H_{V,\text{hyg},\text{heat},\text{fct } f}$	le coefficient de transfert thermique par ventilation hygiénique de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de chauffage, déterminé selon le § 5.6.2.2, en W/K.

5.6.2.1 Coefficient de transfert thermique par in/exfiltration pour les calculs de chauffage par partie fonctionnelle

On détermine le coefficient de transfert thermique par in/exfiltration pour les calculs de chauffage par partie fonctionnelle comme suit :

$$\text{Eq. 36} \quad H_{V,\text{in/exfilt},\text{heat},\text{fct } f} = 0,34 \cdot \dot{V}_{\text{in/exfilt},\text{heat},\text{fct } f} \quad (\text{W/K})$$

$$\text{Eq. 37} \quad \dot{V}_{\text{in/exfilt},\text{heat},\text{fct } f} = 0,04 \cdot \dot{V}_{50,\text{heat}} \cdot A_{T,E,\text{fct } f} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

où :

$H_{V,in/exfilt,heat,fct f}$ le coefficient de transfert thermique par in/exfiltration de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de chauffage, en W/K ;

$\dot{V}_{in/exfilt,heat,fct f}$ le débit moyen d'infiltration/exfiltration à travers l'enveloppe non étanche du bâtiment dans la partie fonctionnelle f , pour les calculs de chauffage, en m^3/h ;

$\dot{V}_{50,heat}$ le débit de fuite à 50 Pa par unité de surface pour les calculs de chauffage, tel que déterminé ci-dessous, en $m^3/(h.m^2)$;

$A_{T,E,fct f}$ la surface totale de toutes les parois qui enveloppent la partie fonctionnelle f et à travers lesquelles des déperditions par transmission sont considérées pour la détermination de la performance énergétique² (voir également le § 5.5), en m^2 .

Si une mesure de l'étanchéité à l'air de l'ensemble de l'unité PEN (ou, le cas échéant, d'une partie plus grande du volume protégé) est présentée, le débit de fuite à 50 Pa par unité de surface pour les calculs de chauffage, $\dot{V}_{50,heat}$, est de :

$$\text{Eq. 38} \quad \dot{V}_{50,heat} = \frac{\dot{V}_{50}}{A_{test}} \quad (m^3 / (h.m^2))$$

où :

A_{test} la surface totale (sur la base des dimensions extérieures) des parois qui enveloppent le volume mesuré dans le test d'étanchéité à l'air, à l'exception des parois contiguës à des espaces adjacents chauffés, en m^2 ;

\dot{V}_{50} le débit de fuite à 50 Pa de l'enveloppe extérieure, en m^3/h , dérivé du test d'étanchéité à l'air, mesuré conformément à la méthode A de la norme NBN EN 13829 et aux règles complémentaires définies par le ministre.

Sinon, la valeur par défaut suivante est applicable pour $\dot{V}_{50,heat}$: $12 m^3/(h.m^2)$.

5.6.2.2 Coefficient de transfert thermique par ventilation hygiénique pour les calculs de chauffage de la partie fonctionnelle f

On détermine le coefficient de transfert thermique par ventilation hygiénique pour les calculs de chauffage de la partie fonctionnelle f comme suit :

$$\text{Eq. 39} \quad H_{V,hyg,heat,fct f} = 0,34 \cdot f_{reduc,vent,heat,fct f} \cdot r_{preh,heat,fct f} \cdot f_{vent,heat,fct f} \cdot \dot{V}_{hyg,fct f} \quad (W/K)$$

où :

² Par conséquent, seules les constructions qui constituent la séparation entre la partie fonctionnelle et des espaces adjacents chauffés ne sont pas prises en compte dans la détermination de $A_{T,E,fct f}$.

$H_{V,hyg,heat,fct f}$	le coefficient de transfert thermique par ventilation hygiénique de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de chauffage, en W/K ;
$f_{reduc,vent,heat,fct f}$	un facteur de réduction pour la ventilation de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de chauffage. La valeur par défaut de $f_{reduc,vent,heat,fct f}$ est 1. Des valeurs plus favorables peuvent être prises en compte si elles ont été déterminées selon des règles préalablement définies par le ministre, (-) ;
$f_{preh,heat,fct f}$	un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage sur les besoins nets en énergie pour le chauffage des locaux dans la partie fonctionnelle f , déterminé selon le § 5.6.4, (-) ;
$f_{vent,heat,fct f}$	la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation est en service dans la partie fonctionnelle f , pour les calculs de chauffage, dérivée du Tableau [7], (-) ;
$\dot{V}_{hyg,fct f}$	le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique dans la partie fonctionnelle f , en m ³ /h.

Si le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique dans un espace est inférieur à la valeur minimale imposée par l'annexe X au présent arrêté, on prend en compte, pour la détermination de H_V , le débit minimum exigé. Cette règle ne s'applique toutefois pas aux espaces spéciaux visés au § 6.4 de l'annexe X au présent arrêté.

5.6.3 Coefficients de transfert thermique par ventilation pour les calculs de refroidissement par partie fonctionnelle

Pour la détermination des besoins de refroidissement, on établit une distinction entre l'in/exfiltration, la ventilation hygiénique, des systèmes éventuels de ventilation mécanique additionnelle en service la journée ou la nuit et la ventilation additionnelle par ouverture des fenêtres, en journée ou la nuit, de la partie fonctionnelle.

5.6.3.1 Coefficient de transfert thermique mensuel par in/exfiltration pour les calculs de refroidissement par partie fonctionnelle

On détermine le coefficient de transfert thermique par in/exfiltration pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f comme suit :

$$\text{Eq. 41} \quad H_{V,in/exfilt,cool,fct f} = 0,34 \cdot \dot{V}_{in/exfilt,cool,fct f} \quad (\text{W/K})$$

$$\text{Eq. 42} \quad \dot{V}_{in/exfilt,cool,fct f} = 0,04 \cdot \dot{V}_{50,cool} \cdot A_{T,E,fct f} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

où :

$H_{V,in/exfilt,cool,fct f}$ le coefficient de transfert thermique par in/exfiltration pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f , en W/K ;

$\dot{V}_{in/exfilt,cool,fct f}$ le débit moyen d'infiltration/exfiltration à travers l'enveloppe non étanche du bâtiment pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f , en m³/h ;

$\dot{V}_{50,cool}$	le débit de fuite à 50 Pa par unité de surface pour les calculs de refroidissement, en $m^3/(h.m^2)$, tel que déterminé ci-dessous ;
$A_{T,E, fct f}$	la surface totale de toutes les parois qui enveloppent la partie fonctionnelle f et à travers lesquelles des déperditions par transmission sont considérées pour la détermination de la performance énergétique ³ (voir également le § 5.5), en m^2 .

Si une mesure de l'étanchéité à l'air de l'ensemble de l'unité PEN (ou, le cas échéant, d'une partie plus grande du volume protégé) est présentée, le débit de fuite à 50 Pa par unité de surface pour les calculs de refroidissement, $\dot{V}_{50,cool}$, est de :

$$\text{Eq. 43} \quad \dot{V}_{50,cool} = \dot{V}_{50,heat} \quad (m^3 / (h.m^2))$$

à

$\dot{V}_{50,heat}$	le débit de fuite à 50 Pa par unité de surface pour les calculs de chauffage, tel que déterminé au § 5.6.2.1, en $m^3/(h.m^2)$.
---------------------	----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Sinon, la valeur par défaut suivante est applicable pour $\dot{V}_{50,cool}$: $0 m^3/(h.m^2)$.

5.6.3.2 Coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation hygiénique pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f

Le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation hygiénique pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 44} \quad H_{V,hyg,cool,fct f,m} = 0,34 \cdot f_{reduc,vent,cool,fct f} \cdot r_{preh,cool,fct f} \cdot r_{precool,fct f,m} \cdot f_{vent,cool,fct f} \cdot \dot{V}_{hyg,fct f} \quad (W/K)$$

où :

$H_{V,hyg,cool,fct f,m}$	le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation hygiénique de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, en W/K ;
$f_{reduc,vent,cool,fct f}$	un facteur de réduction pour la ventilation de la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement. La valeur par défaut de $f_{reduc,vent,cool,fct f}$ est 1. Des valeurs plus favorables peuvent être prises en compte si elles ont été déterminées selon des règles préalablement définies par le ministre, (-) ;
$r_{preh,cool,fct f}$	un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage sur les besoins nets en énergie pour le refroidissement des locaux dans la partie fonctionnelle f , déterminé selon le § 5.6.4, (-) ;
$r_{precool,fct f,m}$	un facteur de multiplication mensuel pour l'effet du pré-refroidissement de l'air de ventilation de la partie

³ Par conséquent, seules les constructions qui constituent la séparation entre la partie fonctionnelle et des espaces chauffés ne sont pas prises en compte dans la détermination de $A_{T,E, fct f}$.

	fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminé selon l'Annexe B du présent texte, (-) ;
$f_{\text{vent,cool,fct } f}$	la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation est en service dans la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, dérivée du Tableau [7], (-) ;
$\dot{V}_{\text{hyg,fct } f}$	le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique dans la partie fonctionnelle f , déterminé selon les principes du § 5.6.2.2, en m ³ /h.

5.6.3.3 Coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation mécanique additionnelle en journée pour les calculs de refroidissement

Le cas échéant, on détermine le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation mécanique additionnelle en journée pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f , $H_{V,\text{add m,day,cool,fct } f,m}$, comme suit :

$$H_{V,\text{add m,day,cool,fct } f,m} = 0,34 \cdot r_{\text{preh,cool,fct } f} \cdot r_{\text{precool,fct } f,m} \cdot b_{V,\text{add m,day,cool,fct } f,m} \cdot f_{V,\text{add m,day,cool,fct } f,m} \cdot (\dot{V}_{\text{add,fct } f} - \dot{V}_{\text{hyg,fct } f} \cdot f_{\text{reduc,vent,cool,fct } f}) \quad (\text{W/K})$$

Eq. 288

où :

$r_{\text{preh,cool,fct } f}$	un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage sur les besoins nets en énergie pour le refroidissement des locaux dans la partie fonctionnelle f , déterminé selon le § 5.6.4, (-) ;
$r_{\text{precool,fct } f,m}$	un facteur de multiplication mensuel pour l'effet du pré-refroidissement de l'air de ventilation pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f , déterminé selon l'Annexe B, (-) ;
$b_{V,\text{add m,day,cool,fct } f,m}$	un facteur de correction de la température, déterminé selon le § 5.6.3.3.1 ;
$f_{V,\text{add m,day,cool,fct } f,m}$	la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation mécanique additionnelle est en service en journée dans la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminée selon le § 5.6.3.3.2, (-) ;
$\dot{V}_{\text{add,fct } f}$	le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation mécanique additionnelle dans la partie fonctionnelle f , en m ³ /h, à déterminer sur la base de rapports de mesure conformément aux spécifications définies par le ministre ;
$\dot{V}_{\text{hyg,fct } f}$	le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique dans la partie fonctionnelle f , en m ³ /h ;
$f_{\text{reduc,vent,cool,fct } f}$	un facteur de réduction pour la ventilation pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f . La valeur par défaut de $f_{\text{reduc,vent,cool,fct } f}$ est 1. Des valeurs plus favorables peuvent être prises en compte si elles ont été déterminées selon des règles préalablement définies par le ministre, (-).

Si $\dot{V}_{\text{add,fct } f}$ n'a pas été déterminé, la valeur par défaut du coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation mécanique additionnelle en journée est la suivante :

$$\text{Eq. 421} \quad H_{V,\text{add m,day,cool,fct f,m}} = 0 \quad (\text{W/K})$$

Le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation mécanique additionnelle en journée ne peut être pris en compte que dans les parties fonctionnelles équipées de ventilation mécanique simple flux par insufflation, de ventilation mécanique simple flux par extraction ou de ventilation mécanique double flux.

5.6.3.3.1 Facteur de correction de la température

Dans les parties fonctionnelles revêtant la fonction « Bureaux » et « Enseignement », on détermine le facteur de correction de la température pour la détermination du coefficient de transfert thermique par ventilation mécanique additionnelle en journée pour les calculs de refroidissement, $b_{V,\text{add m,day,cool,fct f,m}}$, comme suit :

$$\text{Eq. 383} \quad b_{V,\text{add m,day,cool,fct f,m}} = -0,3 \cdot \lambda_{\text{add m,cool,fct f,m}} + 1 \quad (-)$$

où :

$$\text{Eq. 384} \quad \lambda_{\text{add m,cool,fct f,m}} = \frac{Q_{T,\text{cool,fct f,m}} + Q_{V,\text{hyg,cool,fct f,m}} + Q_{V,\text{in/exfiltr,cool,fct f,m}}}{Q'_{g,\text{cool,fct f,m}}} \quad (-)$$

où :

$\lambda_{\text{add m,cool,fct f,m}}$	le rapport mensuel déperditions-gains par partie fonctionnelle pour le calcul de la ventilation mécanique additionnelle, (-) ;
$Q_{T,\text{cool,fct f,m}}$	les déperditions de chaleur mensuelles par transmission de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminées selon le § 5.4, en MJ ;
$Q_{V,\text{hyg,cool,fct f,m}}$	les déperditions de chaleur mensuelles par ventilation hygiénique de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminées selon le § 5.4, en MJ ;
$Q_{V,\text{in/exfiltr,cool,fct f,m}}$	les déperditions de chaleur mensuelles par in/exfiltration de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminées selon le § 5.4, en MJ ;
$Q'_{g,\text{cool,fct f,m}}$	les gains de chaleur mensuels de la partie fonctionnelle f par ensoleillement et par production de chaleur interne pour les calculs de refroidissement, déterminés de la même manière que $Q_{g,\text{cool,fct f,m}}$ au § 5.4, mais sans tenir compte de la ventilation mécanique additionnelle ou de la ventilation additionnelle par ouverture des fenêtres, en MJ.

Dans les parties fonctionnelles revêtant une fonction autre que « Bureaux » et « Enseignement », le facteur de correction de la température $b_{V,\text{add m,day,cool,fct f,m}}$ est égal à 0.

5.6.3.3.2 Fraction du temps conventionnelle

Dans les parties fonctionnelles revêtant la fonction « Bureaux » et « Enseignement », on détermine la fraction du temps conventionnelle pendant

laquelle la ventilation mécanique additionnelle est en service en journée pour les calculs de refroidissement, $f_{V,add\ m,day,cool,fct\ f,m}$, comme suit :

$$\text{Eq. 385 } f_{V,add\ m,day,cool,fct\ f,m} = \min\left\{f_{vent,cool,fct\ f}; 0,5 \cdot e^{-1,25 \cdot \lambda_{add\ m,cool,fct\ f,m}}\right\} \quad (-)$$

où :

$f_{V,add\ m,day,cool,fct\ f,m}$ la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation mécanique additionnelle est en service en journée dans la partie fonctionnelle f pour les calculs de refroidissement, (-) ;

$f_{vent,cool,fct\ f}$ la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation est en service dans la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, dérivée du Tableau [7], (-) ;

$\lambda_{add\ m,cool,fct\ f,m}$ le rapport mensuel déperditions-gains par partie fonctionnelle pour le calcul de la ventilation mécanique additionnelle, déterminé selon le § 5.6.3.3.1, (-).

En l'absence d'un système de ventilation mécanique additionnelle en journée, la fraction du temps conventionnelle $f_{V,add\ m,day,cool,fct\ f,m}$ est égale à 0.

Dans les parties fonctionnelles revêtant une fonction autre que « Bureaux » et « Enseignement », la fraction du temps conventionnelle $f_{V,add\ m,day,cool,fct\ f,m}$ est égale à 0.

5.6.3.4 Coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation mécanique additionnelle pendant la nuit pour les calculs de refroidissement

Le cas échéant, on détermine le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation mécanique additionnelle pendant la nuit pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f , $H_{V,add\ m,night,cool,fct\ f,m}$, comme suit :

$$\text{Eq. 292 } H_{V,add\ m,night,cool,fct\ f,m} = 0,34 \cdot r_{preh,cool,fct\ f} \cdot C_{V,add\ m,night,cool,fct\ f} \cdot f_{V,add\ m,night,cool,fct\ f,m} \cdot \dot{V}_{add\ m,fct\ f} \quad (\text{W/K})$$

où :

$r_{preh,cool,fct\ f}$ un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage sur les besoins nets en énergie pour le refroidissement des locaux dans la partie fonctionnelle f , déterminé selon le § 5.6.4, (-) ;

$C_{V,add\ m,night,cool,fct\ f}$ un facteur de correction pour tenir compte des effets dynamiques :

- si la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f , $C_{fct\ f}$, est déterminée sur la base de la masse du plancher et qu'au moins 15 % de la surface totale d'utilisation de la partie fonctionnelle f se compose d'éléments de plancher d'une capacité thermique effective spécifique $D_{fct\ f,j} \leq 180 \text{ kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$: $C_{V,add\ m,night,cool,fct\ f} = 0,7$;

- si la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f , $C_{fct\ f}$, est déterminée à l'aide d'un calcul détaillé et que la capacité thermique effective spécifique de la partie fonctionnelle f , $D_{fct\ f}$, est inférieure ou égale à $180 \text{ kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$: $C_{V,add\ m,night,cool,fct\ f} = 0,7$;

- dans les autres cas : $C_{V,add\ m,night,cool,fct\ f} = 1$, (-) ;

$f_{V,add\ m,night,cool, fct\ f,m}$ la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation mécanique additionnelle est en service la nuit dans la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminée selon le § 5.6.3.4.1, (-) ;

$\dot{V}_{add\ m, fct\ f}$ le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation mécanique additionnelle dans la partie fonctionnelle f , en m^3/h . La valeur par défaut est égale au débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique. D'autres valeurs peuvent être prises en compte sur la base de rapports de mesure conformément aux règles définies par le ministre.

Le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation mécanique additionnelle pendant la nuit ne peut être pris en compte que dans les parties fonctionnelles équipées de ventilation mécanique simple flux par insufflation, de ventilation mécanique simple flux par extraction ou de ventilation mécanique double flux.

5.6.3.4.1 Fraction du temps conventionnelle

Dans les parties fonctionnelles revêtant la fonction « Bureaux » et « Enseignement », on détermine la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation mécanique additionnelle est en service la nuit pour les calculs de refroidissement, $f_{V,add\ m,night,cool, fct\ f,m}$, comme suit :

$$\text{Eq. 386} \quad f_{V,add\ m,night,cool, fct\ f,m} = \min \left\{ 1 - f_{vent,cool, fct\ f}; 0, 4 \cdot e^{-3 \cdot \lambda_{add\ m,cool, fct\ f,m}} \right\} \quad (-)$$

où :

$f_{vent,cool, fct\ f}$ la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation est en service dans la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, dérivée du Tableau [7], (-) ;

$\lambda_{add\ m,cool, fct\ f,m}$ le rapport mensuel déperditions-gains par partie fonctionnelle pour le calcul de la ventilation mécanique additionnelle, déterminé selon le § 5.6.3.3.1, (-).

En l'absence d'un système de ventilation mécanique additionnelle pendant la nuit, la fraction du temps conventionnelle est égale à 0.

Dans les parties fonctionnelles revêtant une fonction autre que « Bureaux » et « Enseignement », la fraction du temps conventionnelle est égale à 0.

5.6.3.5 Coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation additionnelle par ouverture des fenêtres en journée pour les calculs de refroidissement

Le cas échéant, on détermine le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation additionnelle par ouverture des fenêtres en journée pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f , $H_{V,add\ w,day,cool, fct\ f,m}$, comme suit :

$$\text{Eq. 295} \quad H_{V,add\ w,day,cool, fct\ f,m} = \max \left\{ 0; \left(0, 34 \cdot b_{V,add\ w,day,cool, fct\ f} \cdot f_{V,add\ w,day,cool, fct\ f,m} \cdot \dot{V}_{V,add\ w,day,cool, fct\ f,m} - f_{V,add\ w,day,cool, fct\ f,m} \cdot H_{V,in/exfiltr,cool, fct\ f,m} \right) \right\} \quad (W/K)$$

où :

- $b_{V,add w,day,cool,fct f}$ un facteur de correction de la température d'une valeur de 0,5, (-) ;
- $f_{V,add w,day,cool,fct f,m}$ la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation supplémentaire par ouverture des fenêtres est active en journée dans la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminée selon le § 5.6.3.5.1, (-) ;
- $\dot{V}_{V,add w,cool,day,fct f,m}$ le débit d'air moyen induit par l'ouverture des fenêtres en journée, déterminé selon le § 5.6.3.5.2, (en m³/h) ;
- $H_{V,in/exfilt,cool,fct f,m}$ le coefficient de transfert thermique mensuel par in/exfiltration pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f , déterminé selon le § 5.6.3.1, en W/K .

Le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation supplémentaire par ouverture des fenêtres en journée ne peut être pris en compte que dans les parties fonctionnelles remplissant les trois conditions suivantes : la partie fonctionnelle revêt la fonction « Bureaux » ou « Enseignement » ; elle n'est pas équipée de refroidissement actif ; la ventilation hygiénique y est assurée par un système mécanique double flux dans chaque espace de type bureau, salle de réunion ou salle de classe de la partie fonctionnelle.

5.6.3.5.1 Fraction du temps conventionnelle

Dans les parties fonctionnelles revêtant la fonction « Bureaux » et « Enseignement », on détermine la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation supplémentaire par ouverture des fenêtres est active en journée, $f_{V,add w,day,cool,fct f,m}$, dans le cas d'une opération manuelle de l'utilisateur, pour les calculs de refroidissement, comme suit :

$$\text{Eq. 387} \quad f_{V,add w,day,cool,fct f,m} = \min \left\{ f_{vent,cool,fct f} ; 0,5 \cdot e^{-3 \cdot \lambda_{add w,cool,fct f,m}} \right\} \quad (-)$$

où :

$$\lambda_{add w,cool,fct f,m} = \frac{\left(Q_{T,cool,fct f,m} + Q_{V,hyg,cool,fct f,m} + Q_{V,in/exfiltr,cool,fct f,m} \right) + Q_{V,add m,day,cool,fct f,m} + Q_{V,add m,night,cool,fct f,m}}{Q_{g,cool,fct f,m}} \quad (-)$$

Eq. 388

et :

- $f_{vent,cool,fct f}$ la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation est en service dans la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, dérivée du Tableau [7], (-) ;
- $\lambda_{add w,cool,fct f,m}$ le rapport mensuel déperditions-gains par partie fonctionnelle pour le calcul de la ventilation supplémentaire par ouverture des fenêtres, (-) ;
- $Q_{T,cool,fct f,m}$ les déperditions de chaleur mensuelles par transmission de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminées selon le § 5.4, en MJ ;
- $Q_{V,hyg,cool,fct f,m}$ les déperditions de chaleur mensuelles par ventilation hygiénique de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminées selon le § 5.4, en MJ ;

$Q_{V,in/exfiltr,cool,fct f,m}$	les déperditions de chaleur mensuelles par in/exfiltration de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminées selon le § 5.4, en MJ ;
$Q_{V,add m,day,cool,fct f,m}$	les déperditions de chaleur mensuelles par ventilation mécanique additionnelle, en journée, de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminées selon le § 5.4, en MJ ;
$Q_{V,add m,night,cool,fct f,m}$	les déperditions de chaleur mensuelles par ventilation mécanique additionnelle, pendant la nuit, de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminées selon le § 5.4, en MJ ;
$Q_{g,cool,fct f,m}$	les gains de chaleur mensuels de la partie fonctionnelle f par ensoleillement et par production de chaleur interne, pour les calculs de refroidissement, déterminés selon le § 5.4, en MJ.

En l'absence d'un système de ventilation additionnelle par ouverture des fenêtres en journée, la fraction du temps conventionnelle $f_{V,add w,day,cool,fct f,m}$ est égale à 0.

En présence d'une commande automatique des fenêtres, on peut considérer que la fraction du temps conventionnelle est égale à celle déterminée en cas d'opération manuelle.

Dans les parties fonctionnelles revêtant une fonction autre que « Bureaux » en « Enseignement », la fraction du temps conventionnelle $f_{V,add w,day,cool,fct f,m}$ est égale à 0.

5.6.3.5.2 Débit d'air

Le débit d'air moyen induit par l'ouverture des fenêtres en journée, $\dot{V}_{V,add w,day,cool,fct f,m}$, est déterminé par convention comme suit :

$$\text{Eq. 298} \quad \dot{V}_{V,add w,day,cool,fct f,m} = \sum_j (3,6 \cdot 500 \cdot 0,163 \cdot c_{ow,day,j} \cdot A_{w,day,fct f,j})$$

(m³/h)

où :

$c_{ow,day,j}$ un coefficient qui tient compte de l'angle d'ouverture des fenêtres, égal à 0,174 pour les fenêtres oscillo-battantes et à 0,9 pour les fenêtres battantes, basculantes, coulissantes ou à guillotine, (-) ;

$A_{w,day,fct f,j}$ la surface de la fenêtre j faisant partie des fenêtres de la partie fonctionnelle f à prendre en compte pour la ventilation additionnelle par ouverture des fenêtres en journée, déterminée conformément aux règles définies par le ministre, en m².

5.6.3.6 Coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation additionnelle par ouverture des fenêtres pendant la nuit pour les calculs de refroidissement

Le cas échéant, on détermine le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation additionnelle par ouverture des fenêtres pendant la nuit pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f , $H_{V,add w,night,cool,fct f,m}$, comme suit :

$$\text{Eq. 299} \quad H_{V,\text{add w,night,cool,fct f,m}} = \max \left\{ 0; \left(0,34 \cdot C_{V,\text{add w,night,cool,fct f,m}} \cdot b_{V,\text{add w,night,cool,fct f}} \cdot f_{V,\text{add w,night,cool,fct f,m}} \cdot \dot{V}_{V,\text{add w,night,cool,fct f,m}} - f_{V,\text{add w,night,cool,fct f,m}} \cdot H_{V,\text{in/exfiltr,cool,fct f}} \right) \right\} \quad (\text{W/K})$$

où :

$H_{V,\text{add w,night,cool,fct f,m}}$ le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation additionnelle par ouverture des fenêtres pendant la nuit pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f , en W/K ;

$C_{V,\text{add w,night,cool,fct f}}$ un facteur de correction pour tenir compte des effets dynamiques :

- si la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f , $C_{\text{fct f}}$, est déterminée sur la base de la masse du plancher et qu'au moins 15 % de la surface totale d'utilisation de la partie fonctionnelle f se compose d'éléments de plancher d'une capacité thermique effective spécifique $D_{\text{fct f,j}} \leq 180 \text{ kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$: $C_{V,\text{add w,night,cool,fct f}} = 0,8$;

- si la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f , $C_{\text{fct f}}$, est déterminée à l'aide d'un calcul détaillé et que la capacité thermique effective spécifique de la partie fonctionnelle f , $D_{\text{fct f}}$, est inférieure ou égale à $180 \text{ kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$: $C_{V,\text{add w,night,cool,fct f}} = 0,8$;

- dans les autres cas : $C_{V,\text{add w,night,cool,fct f}} = 1, (-)$;

$b_{V,\text{add w,night,cool,fct f}}$ un facteur de correction de la température d'une valeur de 0,5, (-) ;

$f_{V,\text{add w,night,cool,fct f,m}}$ la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle de ventilation additionnelle par ouverture des fenêtres est active pendant la nuit dans la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminée selon le § 5.6.3.6.1, (-) ;

$\dot{V}_{V,\text{add w,cool,night,fct f,m}}$ le débit d'air moyen induit par l'ouverture des fenêtres pendant la nuit, déterminé selon le § 5.6.3.6.2, en m^3/h ;

$H_{V,\text{in/exfiltr,cool,fct f}}$ le coefficient de transfert thermique mensuel par in/exfiltration pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f , déterminé selon le § 5.6.3.1, en W/K.

Le coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation additionnelle par ouverture des fenêtres pendant la nuit ne peut être pris en compte que dans les parties fonctionnelles non équipées de ventilation mécanique additionnelle simultanée.

5.6.3.6.1 Fraction du temps conventionnelle

Dans les parties fonctionnelles revêtant la fonction « Bureaux » et « Enseignement », on détermine la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation additionnelle par ouverture des fenêtres est active pendant la nuit pour les calculs de refroidissement, $f_{V,\text{add w,night,cool,fct f,m}}$, comme suit :

$$\text{Eq. 389} \quad f_{V,\text{add w,night,cool,fct f,m}} = \min \left\{ 1 - f_{\text{vent,cool,fct f}}; 0,38 \cdot e^{-1,7 \cdot \lambda_{\text{addw,cool,fct f,m}}} \right\} \quad (-)$$

où :

$f_{\text{vent,cool,fct } f}$ la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation est en service dans la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, dérivée du Tableau [7], (-) ;

$\lambda_{\text{add } w, \text{cool, fct } f, m}$ le rapport mensuel déperditions-gains par partie fonctionnelle pour le calcul de la ventilation additionnelle par ouverture des fenêtres, déterminé selon le § 5.6.3.5.1, (-).

En l'absence d'un système de ventilation additionnelle par ouverture des fenêtres pendant la nuit, la fraction du temps conventionnelle $f_{V, \text{add } w, \text{night, cool, fct } f, m}$ est égale à 0.

Dans les parties fonctionnelles revêtant une fonction autre que « Bureaux » et « Enseignement », la fraction du temps conventionnelle $f_{V, \text{add } w, \text{night, cool, fct } f, m}$ est égale à 0.

5.6.3.6.2 Débit d'air

Le débit d'air moyen induit par l'ouverture des fenêtres pendant la nuit, $\dot{V}_{V, \text{add } w, \text{night, cool, fct } f, m}$, est déterminé par convention comme suit :

$$\dot{V}_{V, \text{add } w, \text{night, cool, fct } f, m} = \sum_j (3,6 \cdot 500 \cdot 0,163 \cdot c_{\text{ow,night},j} \cdot A_{w, \text{night, fct } f, j})$$

Eq. 302

(m³/h)

$c_{\text{ow,night},j}$ un coefficient qui tient compte de l'angle d'ouverture des fenêtres et de la diminution de la surface de passage par la présence de moustiquaires, égal à 0,174 pour les fenêtres oscillo-battantes et à 0,9 pour les fenêtres battantes, basculantes, coulissantes ou à guillotine, (-) ;

$A_{w, \text{night, fct } f, j}$ la surface de la fenêtre j faisant partie des fenêtres de la partie fonctionnelle f à prendre en compte pour la ventilation additionnelle par ouverture des fenêtres pendant la nuit, déterminée conformément aux règles définies par le ministre, en m².

5.6.4 Facteur de réduction lié au préchauffage

Le facteur de réduction pour le préchauffage d'une partie fonctionnelle f , r_{preh} , est égal au facteur de réduction pour le préchauffage du secteur énergétique i dont elle fait partie, lui-même égal au facteur de réduction pour le préchauffage de la zone de ventilation z dont le secteur énergétique i fait partie :

- $r_{\text{preh,heat,fct } f} = r_{\text{preh,heat,sec } i} = r_{\text{preh,heat,zone } z}$
- $r_{\text{preh,cool,fct } f} = r_{\text{preh,cool,sec } i} = r_{\text{preh,cool,zone } z}$

La détermination du facteur de réduction pour le préchauffage de la zone de ventilation z au moyen d'un récupérateur de chaleur s'effectue comme décrit ci-dessous. Le préchauffage par passage à travers un espace adjacent non chauffé et/ou à travers un conduit d'amenée souterrain doit être traité selon des règles préalablement définies par le ministre ou, à défaut, sur la base d'une demande d'équivalence.

S'il n'y a pas de préchauffage, la valeur de r_{preh} est de 1 dans chacun des cas.

Les pompes à chaleur pour le chauffage des locaux utilisant l'air extrait comme source de chaleur ne sont pas couvertes par la présente annexe, mais au § 10.2.2.3 de l'annexe V au présent arrêté.

Récupérateur de chaleur dans le cas d'une ventilation mécanique double flux

Dans une zone de ventilation z dotée d'une ventilation mécanique double flux, il est possible de préchauffer, dans une mesure plus ou moins importante, l'alimentation en air neuf à l'aide d'un échangeur de chaleur qui prélève la chaleur de air rejeté vers l'extérieur. Il est possible que l'apport d'air neuf dans la zone de ventilation z se fasse à plusieurs endroits. Dans ce cas, il peut arriver que les prises d'air ne soient pas toutes préchauffées. À l'inverse, il est possible que l'évacuation mécanique vers l'extérieur se fasse par plus d'une sorties d'air et il peut arriver qu'il n'y ait pas de récupération de chaleur pour certains de ces flux d'air. Si le débit d'alimentation mécanique total diffère du débit d'évacuation mécanique total dans la zone de ventilation z, un flux d'air supplémentaire incontrôlé (vers l'intérieur ou l'extérieur) se produira forcément à travers l'enveloppe⁴.

Les ventilateurs à régulation automatique du débit ont un effet positif sur le facteur de réduction pour le préchauffage car un équilibre des débits peut être maintenu, même lorsque les conditions de fonctionnement changent (encrassement des filtres, etc). La régulation automatique du débit est une propriété produit fixée pour tous les ventilateurs d'un groupe de ventilation et qui assure que le débit délivré ne s'écarte pas de plus de 5 % de la valeur de consigne. Cette propriété produit doit être contrôlée pour chaque ventilateur du groupe, au moyen de mesures de débit sur toute la plage de débit et de pression du ventilateur.

Le facteur de réduction pour le chauffage des locaux résultant du préchauffage de l'alimentation en air neuf dans une zone de ventilation z par récupération de chaleur doit être déterminé à l'aide de la formule suivante :

$$r_{\text{preh,heat,zonez}} = \frac{\sum_p \{ \dot{V}_{\text{in,p}} - e_{\text{heat,hr,p}} \cdot \min(\dot{V}_{\text{in,p}}; \dot{V}_{\text{out,p}}) \} + \max \left\{ 0; \sum_p (\dot{V}_{\text{out,p}} - \dot{V}_{\text{in,p}}) \right\}}{\max \left(\sum_p \dot{V}_{\text{in,p}}; \sum_p \dot{V}_{\text{out,p}} \right)}$$

Eq. 45

(-)

où :

$e_{\text{heat,hr,p}}$

un facteur adimensionnel indiquant le degré de récupération de chaleur à l'endroit p, déterminé comme suit :

- si le flux d'alimentation en air neuf p n'est pas préchauffé,

$e_{\text{heat,hr,p}} = 0$;

- si le flux d'alimentation en air neuf p est préchauffé à l'aide d'un récupérateur de chaleur,

$e_{\text{heat,hr,p}} = r_p \cdot \eta_{\text{test,p}}$

Le facteur r_p est déterminé comme décrit ci-dessous. Le rendement thermique $\eta_{\text{test,p}}$ du récupérateur de chaleur à l'endroit p est déterminé comme décrit à l'annexe G de l'annexe V au présent arrêté. Une valeur du rendement thermique

⁴ Par souci de simplification, l'interaction potentielle entre le terme d'in/exfiltration et le terme de ventilation volontaire n'est, pas convention, pas prise en considération tout comme au § 5.6.

ne peut être utilisée que dans la mesure où tant $\dot{V}_{in,p}$ que $\dot{V}_{out,p}$ ne sont pas supérieurs au débit volumique pendant l'essai défini dans la même annexe G de l'annexe V au présent arrêté ;

$\dot{V}_{in,p}$

Le débit d'air entrant à l'endroit p, en m³/h, est déterminé comme décrit ci-dessous ;

$\dot{V}_{out,p}$

Le débit d'air sortant à l'endroit p, en m³/h, est déterminé comme décrit ci-dessous.

Il convient de faire la somme sur tous les endroits p d'une zone de ventilation z où une alimentation mécanique en air neuf et/ou une évacuation mécanique vers l'extérieur se produisent.

On détermine le débit d'air neuf entrant à l'endroit p comme suit :

- si le groupe de ventilation qui délivre le débit entrant et le débit sortant à l'endroit p est équipé d'une régulation automatique du débit telle que définie plus haut, alors on a :

$$\text{Eq. 46} \quad \dot{V}_{in,p} = \dot{V}_{\text{supply, setpoint, nom, p}} \quad (-)$$

où on considère la valeur de consigne du débit entrant à l'endroit p pour la position nominale du ventilateur pour la ventilation hygiénique, en m³/h ;

- dans tous les autres cas, on a :

$$\text{Eq. 47} \quad \dot{V}_{in,p} = \dot{V}_{\text{supply, design, p}} \quad (-)$$

où on considère le débit de conception de l'air frais entrant à l'endroit p pour la ventilation hygiénique, en m³/h.

On détermine le débit d'évacuation vers l'extérieur à l'endroit p comme suit :

- si le groupe de ventilation qui délivre le débit entrant et le débit sortant à l'endroit p est équipé d'une régulation automatique du débit telle que définie plus haut, alors on a :

$$\text{Eq. 48} \quad \dot{V}_{out,p} = \dot{V}_{\text{extr, setpoint, nom, p}} \quad (-)$$

où on considère la valeur de consigne du débit sortant à l'endroit p pour la position nominale du ventilateur pour la ventilation hygiénique, en m³/h ;

- dans tous les autres cas, on a :

$$\text{Eq. 49} \quad \dot{V}_{out,p} = \dot{V}_{\text{extr, design, p}} \quad (-)$$

où on considère le débit de conception de l'air sortant à l'endroit p pour la ventilation hygiénique, en m³/h.

Dans le cas où il y a récupération de chaleur à l'endroit p, on détermine r_p comme suit :

- si le groupe de ventilation qui délivre le débit entrant et le débit sortant à l'endroit p est équipé d'une régulation automatique du débit telle que définie plus haut, alors on a :

$$r_p = 0,95$$

- dans tous les autres cas, on a :

$$r_p = 0,85$$

On détermine le facteur de réduction à utiliser pour les calculs de refroidissement comme suit :

$$r_{\text{preh,cool,zone z}} = \frac{\sum_p \left\{ \dot{V}_{\text{in,p}} - e_{\text{cool,hr,p}} \cdot \min(\dot{V}_{\text{in,p}}; \dot{V}_{\text{out,p}}) \right\} + \max \left\{ 0; \sum_p (\dot{V}_{\text{out,p}} - \dot{V}_{\text{in,p}}) \right\}}{\max \left(\sum_p \dot{V}_{\text{in,p}}; \sum_p \dot{V}_{\text{out,p}} \right)}$$

Eq. 50

(-)

)

où les différents termes sont les mêmes que ci-dessus, à l'exception de $e_{\text{cool,hr,p}}$, dont la valeur est déterminée comme suit :

- si le récupérateur de chaleur p est muni d'un by-pass par lequel le passage à travers l'échangeur de chaleur est complètement fermé ou s'il peut être totalement inactivé d'une autre façon (par exemple, par l'arrêt d'une roue thermique), on a :

$$\text{Eq. 51} \quad e_{\text{cool,hr,p}} = 0$$

(-)

- si le récupérateur de chaleur p est muni d'un by-pass mais que le passage à travers l'échangeur de chaleur n'est complètement fermé ou s'il n'est pas totalement inactivé d'une autre façon, on a :

$$\text{Eq. 52} \quad e_{\text{cool,hr,p}} = 0,5 \times e_{\text{heat,hr,p}(-)}$$

(-)

- dans tous les autres cas, on a :

$$\text{Eq. 53} \quad e_{\text{cool,hr,p}} = e_{\text{heat,hr,p}}$$

(-)

5.6.5 Fraction de temps pendant laquelle la ventilation est en service

Les valeurs des fractions du temps conventionnelles pendant lesquelles la ventilation est en service, pour les calculs de chauffage et de refroidissement ($f_{vent,heat,fct f}$ et $f_{vent,cool,fct f}$ respectivement) sont dérivées, par fonction, du Tableau [7].

Tableau [7] : Fractions de temps conventionnelles $f_{vent,heat,fct f}$ et $f_{vent,cool,fct f}$, par fonction

Fonctions		$f_{vent,heat,fct f}$	$f_{vent,cool,fct f}$	
			Système de ventilation naturelle	Système de ventilation mécanique
Hébergement		1,00	1,00	Égale à $f_{vent,heat,fct f}$
Bureaux		0,30		
Enseignement		0,30		
Soins de santé	Avec occ. nocturne	1,00		
	Sans occ. nocturne	0,30		
	Salles d'opération	1,00		
Rassemblement	Occupation importante	0,54		
	Faible occupation	0,54		
	Cafétéria / Réfectoire	0,10		
Cuisine		0,36		
Commerce		0,43		
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	0,50		
	Fitness / Danse	0,50		
	Sauna / Piscine	0,50		
Locaux techniques		1,00		
Communs		Telle que déterminé e ci-dessous		
Autre		0,30		
Fonction inconnue		0,54		

Pour la fonction « Communs » : si une partie fonctionnelle revêtant cette fonction dessert différentes parties fonctionnelles, les valeurs des paramètres $f_{vent,heat,fct f}$ et $f_{vent,cool,fct f}$ sont égales à la valeur la plus élevée de ces paramètres dans les parties fonctionnelles desservies.

Si plusieurs parties fonctionnelles revêtant des fonctions différentes sont présentes dans la même zone de ventilation, les valeurs des paramètres $f_{vent,heat,fct f}$ et $f_{vent,cool,fct f}$ sont identiques pour toutes les parties fonctionnelles f appartenant à la zone de ventilation. Cette valeur est celle de la partie fonctionnelle pour laquelle la fraction du temps pendant laquelle on ventile est la plus défavorable, c.-à-d. la valeur la plus élevée.

5.7 Production de chaleur interne

Les sources de chaleur internes considérées sont : les personnes, l'éclairage, les ventilateurs et les autres appareils. On détermine la production de chaleur interne mensuelle de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage et de refroidissement comme suit :

$$\text{Eq. 54} \quad Q_{i,heat,fct f,m} = \Phi_{i,heat,fct f,m} \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 55} \quad Q_{i,cool,fct f,m} = \Phi_{i,cool,fct f,m} \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

où :

$$\text{Eq. 56} \quad \Phi_{i,heat,fct f,m} = 0,8 \cdot \left(q_{i,pers,fct f} \cdot f_{real,fct f} \cdot f_{pres,fct f} \cdot n_{design,fct f} + q_{i,app,fct f} \cdot A_{f,fct f} + r_{light,fct f} \cdot W_{light,fct f,m} \cdot 3,6/t_m + r_{fans,heat,fct f} \cdot W_{fans,fct f,m} \cdot 3,6/t_m \right) \quad (\text{W})$$

$$\text{Eq. 57} \quad \Phi_{i,cool,fct f,m} = \left(q_{i,pers,fct f} \cdot f_{real,fct f} \cdot f_{pres,fct f} \cdot n_{design,fct f} + q_{i,app,fct f} \cdot A_{f,fct f} + r_{light,fct f} \cdot W_{light,fct f,m} \cdot 3,6/t_m + r_{fans,cool,fct f} \cdot W_{fans,fct f,m} \cdot 3,6/t_m \right) \quad (\text{W})$$

où :

$Q_{i,heat,fct f,m}$	la production de chaleur interne mensuelle de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de chauffage, en MJ ;
$Q_{i,cool,fct f,m}$	la production de chaleur interne mensuelle de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, en MJ ;
$\Phi_{i,heat,fct f,m}$	le flux de chaleur moyen par production de chaleur interne dans la partie fonctionnelle f , pour les calculs de chauffage, en W ;
$\Phi_{i,cool,fct f,m}$	le flux de chaleur moyen par production de chaleur interne dans la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, en W ;
$q_{i,pers,fct f}$	la production de chaleur interne moyenne résultant des personnes, dans la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [8], en W/pers ;
$f_{real,fct f}$	le rapport conventionnel entre l'occupation réelle moyenne durant les heures d'utilisation et l'occupation de conception maximale de la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [8], (-) ;
$f_{pres,fct f}$	la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle des personnes sont présentes dans la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [2], (-) ;
$n_{design,fct f}$	le nombre de personnes à l'intérieur de la partie fonctionnelle f , correspondant à l'occupation maximale pour laquelle les systèmes de ventilation ont été conçus, (-) ;
$q_{i,app,fct f}$	la production de chaleur interne spécifique moyenne résultant des appareils, dans la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [8], en W/m ² ;
$A_{f,fct f}$	la surface d'utilisation de la partie fonctionnelle f , en m ² ;

$\Gamma_{\text{light, fct } f}$	un facteur de réduction dont la valeur s'élève à : <ul style="list-style-type: none">- 0,3 si la consommation d'énergie pour l'éclairage de la partie fonctionnelle f a été déterminée selon le § 9.2 (méthode forfaitaire) ;- 0,5 si les luminaires dans la partie fonctionnelle f considérée, qui représentent au moins 70% de la puissance absorbée, sont ventilés ;- 1,0 dans les autres cas ;
$W_{\text{light, fct } f, m}$	la production de chaleur interne mensuelle par l'éclairage, dans la partie fonctionnelle considérée, déterminée selon le § 9.2.2 ou le § 9.3.2, en kWh ;
$\Gamma_{\text{fans, heat, fct } f}$, $\Gamma_{\text{fans, cool, fct } f}$	un facteur de réduction pour le chauffage et le refroidissement respectivement, dont la valeur s'élève à : <ul style="list-style-type: none">- 0 si ventilation mécanique simple flux par extraction uniquement ;- 0,6 si ventilation mécanique double flux ;- 0,8 si recyclage ou récupération de chaleur ;- 0,3 si ventilation mécanique simple flux par insufflation et puissance des ventilateurs déterminée selon le § 8.1.2 (forfaitaire) ;0,5 dans les autres cas ;
$W_{\text{fans, fct } f, m}$	la production de chaleur interne mensuelle par des ventilateurs dans la partie fonctionnelle considérée, déterminée selon le § 8.1, en kWh ;
t_m	la durée du mois, dérivée du Tableau [1], en Ms.

Tableau [8] : Production de chaleur interne résultant des personnes et des appareils et fraction d'occupation réelle, par fonction

Fonctions		Production de chaleur due aux personnes $Q_{i,pers, fct f}$ (W/pers)	Production de chaleur due aux appareils $Q_{i,app, fct f}$ (W/m ²)	Fraction d'occupation réelle $f_{real, fct f}$ (-)
Hébergement		100	2	0,21
Bureaux		100	3	0,30
Enseignement		100	1	0,50
Soins de santé	Avec occ. nocturne	100	4	0,80
	Sans occ. nocturne	100	3	0,50
	Salles d'opération	100	4	0,20
Rassemblement	Occupation importante	100	2	0,30
	Faible occupation	100	1	0,30
	Cafétéria / Réfectoire	100	2	0,15
Cuisine		100	5	0,80
Commerce		100	3	0,30
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	300	1	0,30
	Fitness / Danse	300	1	0,30
	Sauna / Piscine	300	1	0,30
Locaux techniques		100	5	0,05
Communs		100	1	0,15
Autre		100	3	0,30
Fonction inconnue		100	2	0,30

5.8 Gains de chaleur solaire

On détermine les gains de chaleur solaire mensuels de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de chauffage $Q_{s,heat, fct f, m}$ et pour les calculs de refroidissement $Q_{s,cool, fct f, m}$, selon le § 7.10 de l'annexe V au présent arrêté, en tenant compte du fait que le bilan énergétique est déterminée au niveau de la partie fonctionnelle f et non au niveau du secteur énergétique i . À cet égard, on fait la somme sur l'ensemble des parois transparentes, des systèmes d'énergie solaire passifs non ventilés et des espaces adjacents non chauffés de la partie fonctionnelle.

Par dérogation à l'annexe V au présent arrêté, on se reportera au Tableau [9] pour déterminer le facteur d'utilisation mensuel $a_{c,m,j}$ d'une protection solaire mobile pour l'unité PEN. Ce tableau fait référence aux tableaux C1 et C3 de l'annexe C de l'annexe V au présent arrêté.

**Tableau [9] : Facteur d'utilisation mensuel $a_{c,m,j}$,
en fonction du type de calcul**

Commande	Chauffage des locaux	Refroidissement des locaux
Manuelle	Tableaux C1	MAX(0 ; Tableaux C2-0,1)
Automatique	Tableaux C1	MAX(0 ; Tableaux C3-0,1)
Automatique + week-end ⁽¹⁾	Tableaux C1	Tableaux C3
⁽¹⁾ Pour les cas où les protections solaires restent en fonctionnement toute la journée pendant le WE.		

Si une paroi transparente est équipée de plusieurs systèmes de protection solaire mobiles (p. ex., protection solaire intérieure et extérieure), il faut considérer le système dont la valeur F_c est la plus élevée pour les calculs de chauffage et le système dont la valeur F_c est la plus basse pour les calculs de refroidissement.

5.9 Capacité thermique effective

5.9.1 Principe

Pour la détermination de la capacité thermique effective, on a le choix entre deux méthodes :

- soit sur la base de la capacité thermique spécifique par m^2 de surface d'utilisation de la partie fonctionnelle selon le § 5.9.2 ;
- soit sur la base d'un calcul détaillé selon le § 5.9.3.

5.9.2 Capacité thermique effective sur la base de la masse du plancher

On détermine la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f , $C_{fct f}$, en kJ/K, sur la base de la masse du plancher comme suit :

$$\text{Eq. 58} \quad C_{fct f} = \sum_j D_{fct f,j} \cdot A_{f,fct f,j} \quad (\text{kJ/K})$$

où :

- $C_{fct f}$ la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f , en kJ/K ;
- $D_{fct f,j}$ la capacité thermique effective spécifique de la partie j de la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [10], en kJ/($m^2 \cdot K$), la valeur par défaut étant de 55 kJ/($m^2 \cdot K$) ;
- $A_{f,fct f,j}$ la surface d'utilisation de la partie j de la partie fonctionnelle f , en m^2 .

Il convient de faire la somme sur toutes les parties j qui constituent ensemble la surface d'utilisation de la partie fonctionnelle f .

Tableau [10] : Capacité thermique effective spécifique $D_{fct\ f,j}$ par unité de surface d'utilisation, en kJ/(m².K)

Masse minimum de la structure du plafond et du plancher par unité de surface d'utilisation (kg/m ²)	Faux plafond fermé <u>et</u> plancher surélevé	Faux plafond fermé <u>ou</u> plancher surélevé	Pas de faux plafond fermé ni de plancher surélevé
Moins de 100	55	55	55
100 à 400	55	110	180
Plus de 400	55	180	360

Un faux plafond est considéré comme fermé dès lors qu'une partie inférieure à 15 % nets de la surface du plafond est ouverte.

5.9.3 Capacité thermique effective sur base d'un calcul détaillé

On calcule la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f, $C_{fct\ f}$, en kJ/K, comme le total de la masse active de tous les éléments de structure situés dans la partie fonctionnelle f ou enveloppant la partie fonctionnelle f, étant entendu que les parois intérieures non porteuses ne doivent pas être prises en considération, comme suit :

$$C_{fct\ f} = \sum_k \rho_k \cdot c_k \cdot d_k \cdot A_k$$

Eq. 59

(kJ/K)

où :

$C_{fct\ f}$ la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f, en kJ/K ;

ρ_k la masse volumique de l'élément de structure k, en kg/m³ ;

c_k la chaleur spécifique de l'élément de structure k, en kJ/kg.K ;

d_k l'épaisseur active de l'élément de structure k, en m, déterminée comme l'épaisseur de l'élément de structure pour autant que la résistance thermique de l'élément de structure, calculée perpendiculairement depuis la surface intérieure, soit inférieure à 0,25 m².K/W, étant entendu que d_k doit être inférieure ou égale à 100 mm et ne peut pas représenter plus de la moitié de l'épaisseur totale de la construction et que, pour les structures de plafonds suspendus dont une partie égale à au moins 15 % nets de la surface du plafond est ouverte, la résistance du plafond suspendu ouvert peut ne pas être prise en considération pour la détermination de la résistance thermique de l'élément de structure depuis la surface intérieure ;

A_k la surface de l'élément de structure k, en m².

Il faut faire la somme sur tous les éléments de structure k qui se trouvent dans la partie fonctionnelle ou qui enveloppent la partie fonctionnelle, à l'exception des murs non porteurs.

La capacité thermique effective spécifique de la partie fonctionnelle f, $D_{fct\ f}$, est déterminée en divisant la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f par la surface totale d'utilisation de la partie fonctionnelle f :

$$D_{fct\ f} = \frac{C_{fct\ f}}{\sum_j A_{f, fct\ f, j}}$$

Eq. 390

(kJ/(m²K))

où :

$D_{fct\ f}$ la capacité thermique effective spécifique de la partie fonctionnelle f , en kJ/(m².K) ;

$C_{fct\ f}$ la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f , en kJ/K ;

$A_{f, fct\ f, j}$ la surface d'utilisation de la partie j de la partie fonctionnelle f , en m².

Il faut faire la somme sur toutes les parties j qui constituent ensemble la surface d'utilisation de la partie fonctionnelle f .

5.10 Besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire

La méthodologie de calcul utilise directement les besoins annuels nets totaux en énergie pour l'eau chaude sanitaire pour chaque point de puisage d'eau chaude sanitaire présent dans chaque partie fonctionnelle f , exprimés en MJ. Les besoins mensuels nets en énergie par point de puisage d'eau chaude sanitaire de la partie fonctionnelle f sont calculés en pondérant les besoins annuels nets en énergie de la partie fonctionnelle f par le rapport t_m/t_a . Les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire sont déterminés ci-dessous, en établissant une distinction entre les besoins nets en énergie pour des douches et/ou baignoires i , des éviers de cuisine j et chacun des autres points de puisage d'eau chaude sanitaire k :

- Pour une douche ou baignoire i :

$$Q_{water, bath\ i, net, m} = r_{water, bath\ i, net} \cdot f_{bath\ i, fct\ f} \cdot Q_{water, bath, net, fct\ f, a} \cdot \frac{t_m}{t_a}$$

Eq. 60

(MJ)

- Pour un évier de cuisine j (qui fait partie d'un espace cuisine où des repas sont préparés) :

$$Q_{water, sink\ j, net, m} = r_{water, sink\ j, net} \cdot f_{sink\ j, fct\ f} \cdot Q_{water, sink, net, fct\ f, a} \cdot \frac{t_m}{t_a}$$

Eq. 61

(MJ)

- Pour un autre point de puisage k d'eau chaude sanitaire :

$$Q_{water, other\ k, net, m} = r_{water, other\ k, net} \cdot f_{other\ k, fct\ f} \cdot Q_{water, other, net, fct\ f, a} \cdot \frac{t_m}{t_a}$$

Eq. 62

(MJ)

où :

$Q_{water, bath\ i, net, m}$ les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou baignoire i , en MJ ;

$Q_{water, sink\ j, net, m}$ les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine j , en MJ ;

$Q_{\text{water,other } k,\text{net},m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un autre point de puisage k d'eau chaude sanitaire, en MJ ;
$r_{\text{water,bath } i,\text{net}}$	un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage de l'amenée d'eau froide vers une douche ou baignoire i par récupération de chaleur de l'écoulement, à déterminer selon des règles préalablement définies par le ministre, (-) ;
$r_{\text{water,sink } j,\text{net}}$	un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage de l'amenée d'eau froide vers un évier de cuisine j par récupération de chaleur de l'écoulement, à déterminer selon des règles préalablement définies par le ministre, (-) ;
$r_{\text{water,other } k,\text{net}}$	un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage de l'amenée d'eau froide vers un autre point de puisage k d'eau chaude sanitaire par récupération de chaleur de l'écoulement, à déterminer selon des règles préalablement définies par le ministre, (-) ;
$f_{\text{bath } i,\text{fct } f}$	la part d'une douche ou baignoire i de la partie fonctionnelle f dans les besoins nets totaux en énergie pour l'eau chaude sanitaire de toutes les douches et baignoires de la partie fonctionnelle f , telle que déterminée ci-dessous, (-) ;
$f_{\text{sink } j,\text{fct } f}$	la part d'un évier de cuisine j de la partie fonctionnelle f dans les besoins nets totaux en énergie pour l'eau chaude sanitaire de tous les éviers de cuisine de la partie fonctionnelle f , telle que déterminée ci-dessous, (-) ;
$f_{\text{other } k,\text{fct } f}$	la part d'un autre point de puisage k d'eau chaude sanitaire de la partie fonctionnelle f dans les besoins nets totaux en énergie pour l'eau chaude sanitaire de tous les autres points de puisage d'eau chaude sanitaire de la partie fonctionnelle f , telle que déterminée ci-dessous, (-) ;
$Q_{\text{water,bath,net,fct } f,a}$	les besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire de tous les douches et baignoires de la partie fonctionnelle f , déterminés selon le § 5.10.1, en MJ ;
$Q_{\text{water,sink,net,fct } f,a}$	les besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire de tous les éviers de cuisine de la partie fonctionnelle f , déterminés selon le § 5.10.2, en MJ ;
$Q_{\text{water,other,net,fct } f,a}$	les besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire de tous les autres points de puisage d'eau chaude sanitaire de la partie fonctionnelle f , déterminés selon le § 5.10.3, en MJ ;
t_m	la longueur du mois considéré, en Ms, voir le Tableau [1] ;
t_a	la longueur de l'année, en Ms, qui est la somme des 12 valeurs t_m du Tableau [1], à savoir 31,536 Ms.

Particularité de la fonction « Enseignement » : les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire des parties fonctionnelles revêtant cette fonction ($Q_{\text{water,bath } i,\text{net},m}$, $Q_{\text{water,sink } j,\text{net},m}$, $Q_{\text{water,other } k,\text{net},m}$) sont réputés nuls en juillet et août.

Les parts des différents types de points de puisage d'eau chaude sanitaire sont déterminés par partie fonctionnelle comme suit :

$$\text{Eq. 63} \quad f_{\text{bath } i, \text{fct } f} = \frac{1}{n_{\text{bath}, \text{fct } f}}, \quad f_{\text{sink } j, \text{fct } f} = \frac{1}{n_{\text{sink}, \text{fct } f}} \quad \text{et}$$

$$f_{\text{other } k, \text{fct } f} = \frac{1}{n_{\text{other}, \text{fct } f}} \quad (-)$$

où :

$n_{\text{bath}, \text{fct } f}$ le nombre total de douches et de baignoires de la partie fonctionnelle f , (-) ;

$n_{\text{sink}, \text{fct } f}$ le nombre total d'éviers de cuisine de la partie fonctionnelle f , (-) ;

$n_{\text{other}, \text{fct } f}$ le nombre total de points de puisage d'eau chaude sanitaire, autres que des douches, baignoires et éviers de cuisine, de la partie fonctionnelle f , (-).

5.10.1 Besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire de douches et baignoires

Si une partie fonctionnelle contient des douches et/ou baignoires, les besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire de toutes ces douches et baignoires sont déterminés selon le Tableau [11], par fonction :

Tableau [11] : Besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire et nombre de jours d'occupation, par fonction

Fonctions		$Q_{\text{water}, \text{bath}, \text{net}, \text{fct } f, a}$ (MJ)	$n_{\text{day}, \text{fct } f}$ (-)
Hébergement		$1604,59 \cdot n_{\text{design}, \text{rooms}}$	365
Bureaux		$5606,00 \cdot n_{\text{bath}}$	260
Enseignement		$5606,00 \cdot n_{\text{bath}}$	220
Soins de santé	Avec occ. nocturne	$962,75 \cdot n_{\text{design}, \text{rooms}}$	365
	Sans occ. nocturne	$5606,00 \cdot n_{\text{bath}}$	260
	Salles d'opération	$7870,00 \cdot n_{\text{bath}}$	365
Rassemblement	Occupation importante	$6727,00 \cdot n_{\text{bath}}$	312
	Faible occupation	$6727,00 \cdot n_{\text{bath}}$	312
	Cafétéria / Réfectoire	$5606,00 \cdot n_{\text{bath}}$	260
Cuisine		$6727,00 \cdot n_{\text{bath}}$	312
Commerce		$6727,00 \cdot n_{\text{bath}}$	312
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	$6727,00 \cdot n_{\text{bath}}$	312
	Fitness / Danse	$6727,00 \cdot n_{\text{bath}}$	312
	Sauna / Piscine	$6727,00 \cdot n_{\text{bath}}$	312
Locaux techniques		$7870,00 \cdot n_{\text{bath}}$	365
Communs		$21,56 \cdot \max(n_{\text{day}, \text{fct } f}) \cdot n_{\text{bath}}$	-
Autre		$5606,00 \cdot n_{\text{bath}}$	260
Fonction inconnue		$6727,00 \cdot n_{\text{bath}}$	312

où :

$Q_{\text{water,bath,net,fct } f,a}$	les besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire de toutes les douches et/ou baignoires de la partie fonctionnelle f , en MJ ;
$n_{\text{design,rooms}}$	le nombre total de personnes qui se trouvent dans les espaces de type « chambre » de la partie fonctionnelle f , correspondant à l'occupation maximale pour laquelle les systèmes de ventilation ont été conçus, (-) ;
n_{bath}	le nombre total de douches et/ou baignoires de la partie fonctionnelle f , (-) ;
$n_{\text{day,fct } f}$	le nombre de jours par an où la partie fonctionnelle f est occupée, (-).

Pour la fonction « Communs » : les besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire de toutes les douches et baignoires de la partie fonctionnelle revêtant cette fonction « Communs » dépendent de la durée d'occupation maximale des parties fonctionnelles desservies. Cette durée d'occupation maximale est obtenue en prenant le maximum de la valeur $n_{\text{day,fct } f}$ de toutes les parties fonctionnelles desservies.

5.10.2 Besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'éviers de cuisine

En présence d'un espace du type « cuisine », où des repas sont préparés et comportant un ou plusieurs éviers de cuisine alimentés en eau chaude sanitaire, il faut considérer, pour la partie fonctionnelle à laquelle cette cuisine appartient, les besoins annuels nets totaux en énergie pour l'eau chaude sanitaire nécessaire à la préparation des repas pour cet espace « cuisine ».

Si l'espace du type « cuisine » ne dessert qu'une seule partie fonctionnelle f , les besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire nécessaire à la préparation des repas pour cette cuisine sont calculés comme suit :

$$\text{Eq. 64} \quad Q_{\text{water,sink,net,fct } f,a} = n_{\text{meal}} \cdot n_{\text{serv,fct } f} \cdot Q_{\text{water,sink,net,fct } f,meal} \quad (\text{MJ})$$

où :

n_{meal}	le nombre de repas préparés par service, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$n_{\text{serv,fct } f}$	le nombre de services par jour. Ce nombre dépend de la partie fonctionnelle desservie et est dérivé du Tableau [12], (-) ;
$Q_{\text{water,sink,net,fct } f,meal}$	les besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire nécessaire à la préparation des repas, par repas et pour tous les éviers de cuisine de la partie fonctionnelle f , en MJ. Ce nombre dépend de la partie fonctionnelle desservie et est dérivé du Tableau [12].

Si cet espace du type « cuisine » dessert plusieurs parties fonctionnelles, les besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire nécessaire à la préparation des repas pour cette cuisine sont calculés au prorata des surfaces totales d'utilisation des parties fonctionnelles desservies.

$$Q_{\text{water,sink,net,fct f,a}} = \frac{n_{\text{meal}} \cdot \sum_f [A_{f,\text{fct f}} \cdot (n_{\text{serv,fct f}} \cdot Q_{\text{water,sink,net,fct f,meal}})]}{\sum_f A_{f,\text{fct f}}}$$

Eq. 65

(MJ)

où :

$A_{f,\text{fct f}}$	la surface totale d'utilisation de la partie fonctionnelle f qui est desservie, en m ² ;
n_{meal}	le nombre de repas préparés par service, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$n_{\text{serv,fct f}}$	le nombre de services par jour, pour chaque partie fonctionnelle desservie, dérivé du Tableau [12], (-) ;
$Q_{\text{water,sink,net,fct f,meal}}$	les besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire nécessaire à la préparation des repas, par repas et pour chaque partie fonctionnelle f desservie par la cuisine, en MJ.

Il faut faire la somme sur toutes les parties fonctionnelles f desservies par la cuisine.

Le nombre de repas préparés par service :

Le paramètre n_{meal} dépend de la surface d'utilisation des espaces nécessaires à la préparation des repas :

Eq. 66	si $A_{f,\text{sink}} \leq 200 \text{ m}^2$:	$n_{\text{meal}} = \frac{A_{f,\text{sink}}}{1,85}$	(-)
	si $200 \text{ m}^2 < A_{f,\text{sink}} \leq 450 \text{ m}^2$:	$n_{\text{meal}} = \frac{A_{f,\text{sink}}}{1,75}$	(-)
	si $A_{f,\text{sink}} > 450 \text{ m}^2$:	$n_{\text{meal}} = \frac{A_{f,\text{sink}}}{1,55}$	(-)

où :

$A_{f,\text{sink}}$	la surface d'utilisation des espaces nécessaires à la préparation des repas, en m ² ;
n_{meal}	le nombre de repas préparés par service, (-).

Pour la détermination de la surface d'utilisation des espaces nécessaires à la préparation des repas (s'ils sont présents dans le bâtiment), il faut considérer au moins les types d'espace suivants : la cuisine, le local d'envoi des repas, le local de stockage des produits réfrigérés, le local de stockage des produits non réfrigérés et le local de stockage des déchets.

Tableau [12] : Nombre de services assurés par jour et besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire de tous les éviers de cuisine par repas, par fonction desservie

Fonctions		$n_{serv, fct f}$	$Q_{water, sink, net, fct f, meal}$ (MJ)
Hébergement		1	761,85
Bureaux		1	544,18
Enseignement		1	544,18
Soins de santé	Avec occ. nocturne	2	761,85
	Sans occ. nocturne	1	544,18
	Salles d'opération	-	0,00
Rassemblement	Occupation importante	2	653,02
	Faible occupation	2	653,02
	Cafétéria / Réfectoire	1	544,18
Cuisine		Sans objet	
Commerce		1	653,02
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	2	653,02
	Fitness / Danse	2	653,02
	Sauna / Piscine	2	653,02
Locaux techniques		-	0,00
Communs		-	0,00
Autre		1	544,18
Fonction inconnue		1	544,18

5.10.3 Besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'autres points de puisage d'eau chaude sanitaire (autres que douches, baignoires et éviers de cuisine)

Si des points de puisage d'eau chaude sanitaire autres que des douches, baignoires et éviers de cuisine sont présents dans la partie fonctionnelle f , les besoins annuels nets totaux en énergie pour ces autres points de puisage doivent être déterminés.

S'il n'y a pas de points de puisage d'eau chaude sanitaire autres que des douches, baignoires et éviers de cuisine dans la partie fonctionnelle f , alors $Q_{water, net, other, fct f, a} = 0$.

Les besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire de tous les points de puisage d'eau chaude sanitaire k , à l'exception des douches et baignoires i et des éviers de cuisine j , sont dérivés du Tableau [13], par fonction.

Tableau [13] : Besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire de tous les autres points de puisage d'eau chaude sanitaire, par fonction

Fonctions		$Q_{\text{water,net,other,fct f,a}}$ (MJ)
Hébergement		$1069,73 \cdot n_{\text{design,rooms}}$
Bureaux		$5 \cdot A_{f,\text{fct f}}$
Enseignement		$5 \cdot A_{f,\text{fct f}}$
Soins de santé	Avec occ. nocturne	$1444,13 \cdot n_{\text{design,rooms}}$
	Sans occ. nocturne	$54,58 \cdot A_{f,\text{fct f}}$
	Salles d'opération	$5 \cdot A_{f,\text{fct f}}$
Rassemblement	Occupation importante	$5 \cdot A_{f,\text{fct f}}$
	Faible occupation	$5 \cdot A_{f,\text{fct f}}$
	Cafétéria / Réfectoire	$5 \cdot A_{f,\text{fct f}}$
Cuisine		$5 \cdot A_{f,\text{fct f}}$
Commerce		$5 \cdot A_{f,\text{fct f}}$
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	$5 \cdot A_{f,\text{fct f}}$
	Fitness / Danse	$5 \cdot A_{f,\text{fct f}}$
	Sauna / Piscine	$5 \cdot A_{f,\text{fct f}}$
Locaux techniques		$5 \cdot A_{f,\text{fct f}}$
Communs		$5 \cdot A_{f,\text{fct f}}$
Autre		$5 \cdot A_{f,\text{fct f}}$
Fonction inconnue		$5 \cdot A_{f,\text{fct f}}$

où :

$Q_{\text{water,other,net,fct f,a}}$ les besoins annuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire de tous les autres points de puisage d'eau chaude sanitaire de la partie fonctionnelle f, en MJ ;

$n_{\text{design,rooms}}$ le nombre total de personnes qui se trouvent dans les espaces de type « chambre » de la partie fonctionnelle f, correspondant à l'occupation maximale pour laquelle les systèmes de ventilation ont été conçus, (-) ;

$A_{f,\text{fct f}}$ la surface d'utilisation totale de la partie fonctionnelle f, en m².

5.11 Besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification

Si les installations du bâtiment comprennent des dispositifs destinés à humidifier l'air neuf introduit dans (une partie de) l'unité PEN, les besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification d'un appareil j sont donnés par :

$$Q_{\text{hum,net,j,m}} = 2,5 \cdot r_{\text{hum}} \cdot \sum_f (x_{h,\text{fct f,m}} \cdot \dot{V}_{\text{supply,j,fct f,design}})$$

Eq. 67

(MJ)

où :

$Q_{\text{hum,net},j,m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification d'un appareil j , en MJ ;
r_{hum}	un facteur de réduction dont la valeur est la suivante : - si l'installation d'humidification a été spécialement conçue pour le transport de l'humidité de l'air rejeté vers l'air fourni : $r_{\text{hum}} = 0,4$; - sinon : $r_{\text{hum}} = 1,0$;
$X_{h,\text{fct } f,m}$	la quantité mensuelle d'humidité à fournir par unité de débit d'air fourni par la partie fonctionnelle f , en kg.h/m^3 , dérivée du Tableau [14] ;
$\dot{V}_{\text{supply},j,\text{fct } f,\text{design}}$	le débit de conception d'air frais entrant dans l'humidificateur j , pour la partie fonctionnelle f , en m^3/h .

Il faut faire la somme sur toutes les parties fonctionnelles f desservies par l'humidificateur j .

Remarques :

- Une roue thermique sur laquelle on a appliqué une couche hygroscopique peut être considérée comme un dispositif de récupération d'humidité.
- Le recyclage n'est pas considéré comme une récupération d'humidité dans le cadre de ce paragraphe. L'effet du recyclage a déjà été pris en compte dans le débit d'air à appliquer.

Tableau [14] : Valeurs mensuelles de la quantité d'humidité à amener par unité de débit d'air $X_{h,\text{fct } f,m}$, par fonction, en kg.h/m^3

Fonctions		janvier	Février	Mars	Avril	Mai	Juin	Juillet	Août	Septembre	Octobre	Novembre	Décembre
Hébergement		0,15	0,15	0,09	0,03	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,10	0,14
Bureaux		0,38	0,37	0,23	0,08	0,03	0,00	0,00	0,00	0,00	0,02	0,25	0,36
Enseignement		0,38	0,37	0,23	0,08	0,03	0,00	0,00	0,00	0,00	0,02	0,25	0,36
Soins de santé	Avec occ. nocturne	0,38	0,37	0,23	0,08	0,03	0,00	0,00	0,00	0,00	0,02	0,25	0,36
	Sans occ. nocturne	0,38	0,37	0,23	0,08	0,03	0,00	0,00	0,00	0,00	0,02	0,25	0,36
	Salles d'opération	0,38	0,37	0,23	0,08	0,03	0,00	0,00	0,00	0,00	0,02	0,25	0,36
Rassemblement	Occupation importante	0,15	0,15	0,09	0,03	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,10	0,14
	Faible occupation	0,15	0,15	0,09	0,03	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,10	0,14
	Cafétéria / Réfectoire	0,15	0,15	0,09	0,03	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,10	0,14
Cuisine		0,15	0,15	0,09	0,03	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,10	0,14
Commerce		0,15	0,15	0,09	0,03	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,10	0,14
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	0,15	0,15	0,09	0,03	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,10	0,14
	Fitness / Danse	0,15	0,15	0,09	0,03	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,10	0,14
	Sauna / Piscine	0,15	0,15	0,09	0,03	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,10	0,14
Locaux techniques		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Communs		0,15	0,15	0,09	0,03	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,10	0,14
Autre		0,38	0,37	0,23	0,08	0,03	0,00	0,00	0,00	0,00	0,02	0,25	0,36
Fonction inconnue		0,15	0,15	0,09	0,03	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,10	0,14

6 Besoins bruts en énergie pour le chauffage des locaux, le refroidissement des locaux et l'eau chaude sanitaire

6.1 Principe

Les installations de chauffage et de refroidissement peuvent rapidement se révéler assez complexes. C'est pourquoi, les installations sont évaluées énergétiquement de manière schématique dans ce chapitre. Le rendement du système est une mesure du gaspillage d'énergie lié au chauffage et au refroidissement simultanés d'un secteur énergétique et aux pertes d'énergie dues au transport de chaleur et de froid à l'intérieur d'un secteur énergétique. On prend en compte des valeurs moyennes annuelles constantes.

Les installations d'eau chaude sanitaire se composent :

- d'une installation de production de chaleur. On en distingue deux types : les appareils à production instantanée d'eau chaude sanitaire et les appareils à accumulation. Dans les deux cas, la chaleur peut être fournie par le producteur de chaleur qui assure le chauffage des locaux ou bien la production de chaleur pour le chauffage des locaux et pour l'eau chaude sanitaire est assurée par des installations distinctes ;
- d'un système de distribution. Si ce système doit franchir de grandes distances, on peut opter pour l'utilisation d'une conduite de circulation.

Les besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire comprennent les besoins nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire et toutes les déperditions qui surviennent lors de sa distribution. Ces déperditions sont calculées via le rendement du système. Dans le cas où plusieurs installations de production assurent la production d'eau chaude sanitaire, chacune de ces installations est attribuée au point de puisage d'eau chaude sanitaire qu'elle dessert.

Les besoins bruts en énergie de secteurs énergétiques desservis par un « combilus » sont déterminés selon des spécifications définies par le ministre.

6.2 Détermination des besoins bruts en énergie pour le chauffage et le refroidissement des locaux

Les besoins bruts en énergie pour le chauffage et le refroidissement des locaux sont donnés, par mois et par secteur énergétique, par :

$$\text{Eq. 68} \quad Q_{\text{heat,gross,seci,m}} = \frac{Q_{\text{heat,net,seci,m}}}{\eta_{\text{sys,heat}}} \quad (\text{MJ})$$

et :

$$\text{Eq. 303} \quad Q_{\text{cool,gross,seci,m}} = \frac{a_{\text{lat,cool}} \cdot Q_{\text{cool,net,seci,m}}}{\eta_{\text{sys,cool}}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{\text{heat,gross,seci,m}}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i , en MJ ;

$Q_{\text{heat,net,seci,m}}$ les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage des locaux, compte tenu de l'intermittence du chauffage, du secteur énergétique i , déterminés selon le § 5.4, en MJ ;

$\eta_{\text{sys,heat}}$	le rendement du système pour le chauffage, déterminé selon le § 6.3, (-) ;
$Q_{\text{cool,gross,seci,m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique i , en MJ ;
$Q_{\text{cool,net,seci,m}}$	les besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique i , déterminés selon le § 5.4, en MJ ;
$a_{\text{lat,cool}}$	un facteur de majoration forfaitaire qui prend en compte la chaleur latente dégagée à l'apparition de condensation sur les unités de refroidissement ou à la déshumidification de l'air fourni, égal à 1,1 si la température moyenne du fluide de transport dans l'unité de refroidissement en fonctionnement nominal est inférieure à 15 °C ou en présence d'un refroidissement actif de l'air fourni, et à 1,0 dans les autres cas, (-) ;
$\eta_{\text{sys,cool}}$	le rendement du système pour le refroidissement, déterminé selon le § 6.3, (-).

6.3 Rendements du système pour le chauffage et le refroidissement

On détermine, pour tous les systèmes, le rendement du système pour le chauffage et pour le refroidissement, $\eta_{\text{sys,heat}}$ et $\eta_{\text{sys,cool}}$, à l'aide d'un facteur d'annihilation et du rapport entre les besoins annuels nets en énergie pour le chauffage et le refroidissement respectivement et le total des besoins nets en énergie pour le refroidissement et le chauffage, comme suit :

$$\text{Eq. 70} \quad \eta_{\text{sys,heat}} = \frac{1.0}{1.0 + a_{\text{heat}} + f_{\text{annih}}/f_{\text{heat,net}}} \quad (-)$$

et :

$$\text{Eq. 71} \quad \eta_{\text{sys,cool}} = \frac{1.0}{1.0 + a_{\text{cool}} + f_{\text{annih}}/f_{\text{cool,net}}} \quad (-)$$

où :

a_{heat}	le terme pour les déperditions des conduites, les déperditions des conduits et la régulation du système de distribution pour le chauffage, tel qu'établi ci-dessous, (-) ;
f_{annih}	le facteur d'annihilation de l'énergie résultant du chauffage et du refroidissement simultanés, tel qu'établi ci-dessous, (-) ;
$f_{\text{heat,net}}$	la fraction des besoins nets en énergie pour le chauffage des locaux par rapport aux besoins nets totaux en énergie pour le chauffage et le refroidissement des locaux, déterminée selon le § 6.4, (-) ;
a_{cool}	le terme pour les déperditions des conduites, les déperditions des conduits et la régulation du système de distribution pour le refroidissement, tel qu'établi ci-dessous, (-) ;
$f_{\text{cool,net}}$	la fraction des besoins nets en énergie pour le refroidissement des locaux par rapport aux besoins nets totaux en énergie pour le chauffage et le refroidissement des locaux, déterminée selon le § 6.4, (-).

Pour les systèmes où la température exigée pour l'insufflation d'air est obtenue en mélangeant un flux d'air chauffé et un flux d'air refroidi, on a :

- $f_{\text{annih}} = 0,4$;
- $a_{\text{heat}} = 0$;
- $a_{\text{cool}} = 0$.

Pour tous les autres systèmes, on dérive les facteurs f_{annih} , a_{heat} et a_{cool} du Tableau [15] et du Tableau [16].

Tableau [15] : Facteurs d'annihilation, f_{annih} , et pertes de distribution, a_{heat} et a_{cool} , pour le chauffage et le refroidissement

Ø	Chauffage		
	Production locale	Production centrale	
Refroidissement	Production locale	$f_{\text{annih}} = 0$ $a_{\text{heat}} = 0$ $a_{\text{cool}} = 0$	Tableau [16] : ligne 1 ou 5
	Production centrale	$f_{\text{annih}} = 0$ $a_{\text{heat}} = 0$ $a_{\text{cool}} = 0$	Tableau [16] : lignes 2,3,4,6,7,8
	Néant	$f_{\text{annih}} = 0$ $a_{\text{heat}} = 0$ $a_{\text{cool}} = 0$	Tableau [16] : ligne 1 ou 5

Tableau [16] : Facteurs d'annihilation, f_{annih} , et pertes de distribution, a_{heat} et a_{cool} , pour le chauffage et le refroidissement en cas de production centrale de chaleur

Numéro du système	Transport de chaleur par	Transport de froid par	Régulation chauffage et refroidissement par espace	Facteur d'annihilation f_{annih}	Facteur de pondération déperditions conduites et conduits	
					Chauffage a_{heat}	Refroidissement a_{cool}
1	eau	s.o.°	oui	0,00	0,08	0,00
			non	0,00	0,25	0,00
2	ou	eau	oui	0,04	0,13	0,06
3		air	oui	0,00	0,13	0,06
4	eau et air	eau et air	non	0,00	0,25	0,06
			oui	0,04	0,13	0,07
5	air	s.o.°	oui	0,00	0,04	0,00
			non	0,00	0,34	0,00
6	air	eau	oui	0,10	0,09	0,06
7		air	oui	0,00	0,04	0,01
	non		0,00	0,39	0,01	
8	eau et air	oui	0,10	0,09	0,07	

° s.o. : sans objet

Si, pour les systèmes du Tableau [16], on utilise, à la place d'eau, un réfrigérant comme fluide de transport, les valeurs numériques du Tableau [16] doivent être corrigées comme suit :

- la valeur de a_{heat} est diminuée de 0,08 ;
- la valeur de a_{cool} est diminuée de 0,01.

« Régulation chauffage et refroidissement par espace » signifie qu'au niveau de l'espace, le débit et/ou la température du fluide caloporteur (ou frigorigène) transporté sont régulés en fonction de la température réelle, d'une part, et de la température souhaitée dans l'espace, d'autre part.

Dans le cas de systèmes dont la configuration est différente en situation estivale et en situation hivernale, il faut appliquer les facteurs d'annihilation correspondant au numéro du système en situation hivernale.

Pour les systèmes qui ne rentrent dans les catégories décrites dans ce chapitre, il convient de déterminer le rendement du système pour le chauffage et le refroidissement selon des règles préalablement définies par le ministre ou, à défaut, sur la base d'une demande d'équivalence.

Remarques :

1. « Transport de chaleur par eau » signifie qu'un (post)chauffage est réalisé, au niveau de l'espace, par des radiateurs situés dans l'espace, des éléments chauffants dans l'air en circulation (ventilo-convecteurs, unités à induction), une batterie de postchauffage dans le conduit d'amenée d'air, ou autres.
2. « Transport de chaleur par air » signifie que l'installation centrale de traitement d'air contient un dispositif (batterie chauffante et/ou récupérateur de chaleur) pour réchauffer l'air fourni (c'est pratiquement toujours le cas pour une ventilation mécanique).
3. « Transport de froid par eau » signifie qu'un (post)refroidissement est réalisé, au niveau de l'espace, par des batteries de refroidissement placées dans le conduit d'amenée d'air, des éléments refroidisseurs dans l'air en circulation (ventilo-convecteurs ou unités à induction avec batterie de refroidissement), des plafonds froids à circulation d'eau, ou autres. Les plafonds froids à circulation d'air ne sont pas compris dans cette catégorie.
4. « Transport de froid par air » signifie qu'une installation centrale de traitement d'air contient un dispositif (batterie de refroidissement) pour refroidir et/ou déshumidifier l'air fourni.

6.4 Fractions des besoins nets en énergie pour le chauffage et le refroidissement des locaux

6.4.1 Fraction des besoins nets en énergie pour le refroidissement des locaux

On détermine, pour le secteur énergétique, le rapport entre les besoins annuels nets en énergie pour le refroidissement des locaux et le total des besoins annuels nets en énergie pour le chauffage et le refroidissement des locaux comme suit :

$$\text{Eq. 72} \quad f_{\text{cool,net}} = 1 - f_{\text{heat,net}} \quad (-)$$

où :

$f_{cool,net}$ la fraction des besoins nets en énergie pour le refroidissement des locaux par rapport aux besoins nets totaux en énergie pour le chauffage et le refroidissement des locaux, (-) ;

$f_{heat,net}$ la fraction des besoins nets en énergie pour le chauffage des locaux par rapport aux besoins nets totaux en énergie pour le chauffage et le refroidissement des locaux, déterminée selon le § 6.4.2, (-).

6.4.2 Fraction des besoins nets en énergie pour le chauffage des locaux

On détermine, pour le secteur énergétique, le rapport entre les besoins annuels nets en énergie pour le chauffage des locaux et le total des besoins annuels nets en énergie pour le chauffage et le refroidissement des locaux comme suit :

$$\text{Eq. 73} \quad f_{heat,net} = \max\left(0,1 ; \min\left(\frac{Q_{heat,net,seci,a}}{Q_{heat,net,seci,a} + Q_{cool,net,seci,a}} ; 0,9\right)\right) \quad (-)$$

où :

$$\text{Eq. 74} \quad Q_{heat,net,seci,a} = \sum_{m=1}^{12} Q_{heat,net,seci,m} \quad (\text{MJ})$$

et :

$$\text{Eq. 75} \quad Q_{cool,net,seci,a} = \sum_{m=1}^{12} Q_{cool,net,seci,m} \quad (\text{MJ})$$

où :

$f_{heat,net}$ la fraction des besoins nets en énergie pour le chauffage des locaux par rapport aux besoins nets totaux en énergie pour le chauffage et le refroidissement des locaux, (-) ;

$Q_{heat,net,seci,a}$ les besoins annuels nets en énergie pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i , en MJ ;

$Q_{cool,net,seci,a}$ les besoins annuels nets en énergie pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique i , en MJ ;

$Q_{heat,net,seci,m}$ les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage des locaux, compte tenu de l'intermittence du chauffage, du secteur énergétique i , déterminés selon le § 5.1, en MJ ;

$Q_{cool,net,seci,m}$ les besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique i , déterminés selon le § 5.3, en MJ.

6.5 Détermination des besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire

Pour les douches et/ou baignoires i (indice « bath ») et des éviers de cuisine j (indice « sink »), la conversion des besoins nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire en besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire s'effectue par analogie avec la méthode appliquée aux unités PER. Le § 9.3 de l'annexe V au présent arrêté doit être appliqué.

Pour les autres points de puisage i d'eau chaude sanitaire (indice « other »), le § 9.3 de l'annexe V au présent arrêté doit également être appliqué, les

formules applicables aux éviers de cuisine devant être utilisées (indice « sink » de l'annexe V au présent arrêté) et la contribution des conduites de puisage au rendement du système étant déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 304} \quad \eta_{\text{tubing,other } i} = \frac{20}{20 + l_{\text{tubing,other } i} / r_{\text{water,other } i,\text{net}}} \quad (-)$$

où :

- $l_{\text{tubing,other } i}$ la longueur des conduites vers un autre point de puisage i d'eau chaude sanitaire, en m. S'il n'y a pas de conduite de circulation, on considère que cette longueur est égale à la somme des plus courtes distances horizontales et verticales entre le producteur de chaleur concerné pour l'eau chaude sanitaire et le milieu du plancher de l'espace dans lequel se trouve l'autre point de puisage i d'eau chaude sanitaire. En alternative, on peut également prendre la longueur de conduite réelle. S'il y a une conduite de circulation, on considère que cette longueur est égale à la somme des plus courtes distances horizontales et verticales entre le point de dérivation concerné de la conduite de circulation et le milieu du plancher de l'espace dans lequel se trouve l'autre point de puisage i d'eau chaude sanitaire. En alternative, on peut également prendre la longueur de conduite réelle ;
- $r_{\text{water,other } i,\text{net}}$ un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage de l'amenée d'eau froide vers un autre point de puisage i d'eau chaude sanitaire par récupération de chaleur de l'écoulement, à déterminer selon des règles préalablement définies par le ministre, (-).

Les valeurs par défaut retenues sont les suivantes : $l_{\text{tubing,other } i} = 20$ m.

7 Consommation finale d'énergie pour le chauffage des locaux, le refroidissement des locaux, l'humidification et l'eau chaude sanitaire

7.1 Principe

Pour calculer le rendement de production dans un secteur énergétique, on considère le rendement de production des appareils qui alimentent le secteur énergétique en chaleur ou en froid. On prend en compte des valeurs moyennes mensuelles. Lorsque l'installation combine différents types de fournisseurs de chaleur ou de froid, les besoins bruts sont répartis de manière conventionnelle et attribués au(x) producteur(s) préférentiel(s) et non préférentiel(s). S'il y a plus d'un type de producteur de froid non préférentiel, on ne considère, pour le traitement de la part non préférentielle, que le producteur de froid affichant la valeur la plus basse du rapport entre le facteur de conversion en énergie primaire (f_p) et le rendement de production. En présence de plus d'un type de producteur de chaleur non préférentiel, on détermine, pour chaque producteur non préférentiel, une part non préférentielle selon le § 7.3.1.

Le cas échéant, on détermine également de manière analogue la consommation finale d'énergie pour l'humidification.

En cas d'extension d'un bâtiment, les cas de figure suivants peuvent se présenter :

- en cas d'installations de nouveaux appareils de production de chaleur et/ou de froid fonctionnant indépendamment des appareils existants, la procédure ci-dessous s'applique telle quelle ;
- en cas d'installation de nouveaux appareils de production de chaleur et/ou de froid fonctionnant en combinaison avec les appareils existants, il convient d'appliquer la procédure ci-dessous sans prendre les appareils existants en considération ;
- si l'on n'installe pas d'appareils supplémentaires, mais que l'on utilise uniquement les appareils existants, on peut au choix :
 - soit appliquer la procédure ci-dessous aux appareils existants si toutes les informations nécessaires sont disponibles de manière univoque,
 - soit prendre en compte les valeurs par défaut suivantes :
 - $\eta_{\text{gen,heat}} = 0,77$ (par rapport au pouvoir calorifique supérieur), avec le mazout comme vecteur d'énergie,
 - $\eta_{\text{gen,cool}} = 2,2$, avec l'électricité comme vecteur d'énergie.

7.2 Consommation finale mensuelle d'énergie pour le chauffage et le refroidissement des locaux et pour l'humidification

7.2.1 Chauffage des locaux et humidification

Si plusieurs appareils de production de chaleur alimentent un secteur énergétique en chaleur et que ces appareils n'ont pas tous le même rendement de production selon le § 7.5 et/ou n'utilisent pas tous le même vecteur énergétique, les besoins bruts en énergie pour le chauffage sont répartis de manière conventionnelle entre les producteurs de chaleurs préférentiels et non préférentiels comme décrit ci-dessous.

Ce principe est également valable pour des pompes à chaleur hybrides (combinaison d'une pompe à chaleur et d'une chaudière) ou des pompes à chaleur avec chauffage électrique par résistance incorporé, où la pompe à chaleur et le chauffage électrique par résistance sont considérés comme des appareils connectés en

parallèle. Exception : si le rendement de production d'une pompe à chaleur électrique avec chauffage électrique par résistance incorporé est déterminé selon le § 10.2.3.3.2 de l'annexe V, l'influence de la résistance électrique est déjà comprise dans ce rendement de production et l'appareil est tout de même considéré comme un seul producteur.

Ce formalisme est maintenu même s'il n'y a qu'un appareil de production de chaleur ou si tous les appareils de production de chaleur ont le même rendement selon le § 7.5 (et utilisent le même vecteur énergétique). Ce producteur (groupe de producteurs) de chaleur constitue alors le producteur de chaleur préférentiel et assure 100 % des besoins. Le producteur de chaleur non préférentiel (non défini) se voit attribuer 0 % des besoins.

Note : plusieurs appareils de chauffage électrique par résistance sont donc considérés collectivement comme un seul producteur de chaleur isolé. De même, un groupe de chaudières identiques est traité comme un seul producteur de chaleur.

Une méthode analogue s'applique aux installations d'humidification.

La consommation finale d'énergie pour le chauffage des locaux est donnée, par mois et par secteur énergétique, par :

- pour le(s) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) :

$$\text{Eq. 407 } Q_{\text{heat,final,sec } i,m,\text{pref}} = \frac{f_{\text{heat,m,pref}} \cdot (1 - f_{\text{as,heat,sec } i,m}) \cdot Q_{\text{heat,gross,sec } i,m}}{\eta_{\text{gen,heat,m,pref}}} \quad (\text{MJ})$$

- pour le(s) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k :

$$\text{Eq. 408 } Q_{\text{heat,final,sec } i,m,\text{npref } k} = \frac{f_{\text{heat,m,npref } k} \cdot (1 - f_{\text{as,heat,sec } i,m}) \cdot Q_{\text{heat,gross,sec } i,m}}{\eta_{\text{gen,heat,m,npref } k}} \quad (\text{MJ})$$

La consommation finale d'énergie pour le refroidissement des locaux est donnée, par mois et par humidificateur, par :

- pour le(s) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) :

$$\text{Eq. 409 } Q_{\text{hum,final,j,m,pref}} = \frac{f_{\text{heat,m,pref}} \cdot (1 - f_{\text{as,hum,j,m}}) \cdot Q_{\text{hum,net,j,m}}}{\eta_{\text{gen,heat,m,pref}}} \quad (\text{MJ})$$

- pour le(s) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k :

$$\text{Eq. 410 } Q_{\text{hum,final,j,m,npref } k} = \frac{f_{\text{heat,m,npref } k} \cdot (1 - f_{\text{as,hum,j,m}}) \cdot Q_{\text{hum,net,j,m}}}{\eta_{\text{gen,heat,m,npref } k}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$f_{\text{heat,m,pref}}$ la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteur(s) de chaleur connecté(s) préférentiel(s), telle que déterminée au § 7.3.1 (-) ;

$f_{\text{as,heat,sec } i,m}$ la part des besoins de chaleur totaux pour la fourniture de chaleur au secteur énergétique i qui est couverte par un système d'énergie solaire thermique, déterminée selon le § , (-) ;

$f_{as, hum, j, m}$	la part des besoins de chaleur totaux pour la fourniture de chaleur à l'humidificateur j qui est couverte par le système d'énergie solaire thermique, déterminée selon le § , (-) ;
$Q_{heat, gross, seci, m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i , déterminés selon le § 6.2, en MJ ;
$\eta_{gen, heat, m, pref}$	le rendement de production du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s), déterminé selon le § 7.5.1, (-) ;
$\eta_{gen, heat, m, npref k}$	le rendement de production du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s), déterminé selon le § 7.5.1, (-) ;
$f_{heat, m, npref k}$	la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k , telle que déterminée au § 7.3.1, (-) ;
$Q_{hum, net, j, m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification d'un humidificateur j , déterminés selon le § 5.11, en MJ ;

La consommation finale d'énergie pour le chauffage des locaux et pour l'humidification de secteurs énergétiques desservis par un « combilus » est déterminée selon des spécifications définies par le ministre.

7.2.2 Refroidissement des locaux

Un fournisseur de froid peut fonctionner en mode free-chilling.

Le free-chilling est une technique de refroidissement où l'eau de refroidissement d'un système de refroidissement est refroidie sans utilisation d'une machine frigorifique. On distingue 3 formes de free-chilling :

- le free-chilling par air : cette technique fait usage de l'air comme source de froid ; l'eau de refroidissement est refroidie au moyen d'une tour de refroidissement ou une batterie sèche ;
- le géo-cooling / systèmes fermés : cette technique fait usage du sol comme source de froid ; l'eau de refroidissement est refroidie au moyen d'un ou de plusieurs échangeurs de chaleur enterrés ;
- le géo-cooling / systèmes ouverts : cette technique fait usage d'une nappe phréatique comme source de froid ; l'eau de refroidissement est refroidie au moyen d'eau souterraine pompée puis réinjectée.

Les deux premières formes de free-chilling ne sont considérées qu'en combinaison avec une machine frigorifique.

Si plusieurs fournisseurs de froid alimentent un secteur énergétique en froid et que ces fournisseurs n'ont pas tous le même rendement de production selon le § 7.5.2 et/ou n'utilisent pas tous le même vecteur énergétique et/ou sont raccordés à un dispositif de free-chilling différent, les besoins bruts en énergie pour le refroidissement sont répartis de manière conventionnelle entre les fournisseurs de froid préférentiels et non préférentiels comme décrit ci-dessous.

Ce formalisme est maintenu même s'il n'y a qu'un fournisseur de froid ou si tous les fournisseurs de froid ont le même rendement selon le § 7.5 (et utilisent le même vecteur énergétique et ne sont pas raccordés à un dispositif de free-chilling différent). Ce fournisseur (groupe de fournisseurs) de froid constitue alors le fournisseur de froid préférentiel et assure 100 % des besoins. Le fournisseur de froid non préférentiel (non défini) se voit attribuer 0 % des besoins.

La consommation finale d'énergie pour le refroidissement des locaux est donnée, par mois et par secteur énergétique, par :

$$\text{Eq. 81} \quad Q_{\text{cool,final,sec } i,m,\text{pref}} = f_{\text{cool,pref}} \cdot (1 - f_{\text{cool,m,free,pref}}) \cdot \frac{Q_{\text{cool,gross,sec } i,m}}{\eta_{\text{gen,cool,m,pref}}} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 82} \quad Q_{\text{cool,final,sec } i,m,\text{npref}} = (1 - f_{\text{cool,pref}}) \cdot (1 - f_{\text{cool,m,free,npref}}) \cdot \frac{Q_{\text{cool,gross,sec } i,m}}{\eta_{\text{gen,cool,m,npref}}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{\text{cool,final,sec } i,m,\text{pref}}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) fournisseur(s) de froid préférentiel(s) pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique i , en MJ ;
$f_{\text{cool,pref}}$	la fraction moyenne annuelle de la quantité totale de froid fournie par le(s) fournisseur(s) de froid connecté(s) préférentiel(s), telle que déterminée au § 7.3.2 (-) ;
$f_{\text{cool,m,free,pref}}$	la fraction moyenne mensuelle de l'énergie totale produite par le(s) fournisseur(s) de froid préférentiel(s) en mode free-chilling, telle que déterminée au § 7.4, (-) ;
$f_{\text{cool,m,free,npref}}$	la fraction moyenne mensuelle de l'énergie totale produite par le(s) fournisseur(s) de froid non préférentiel(s) en mode free-chilling, telle que déterminée au § 7.4, (-) ;
$Q_{\text{cool,gross,sec } i,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique i , déterminés selon le § 6.2, en MJ ;
$\eta_{\text{gen,cool,m,pref}}$	le rendement de production mensuel des fournisseurs de froid préférentiels, déterminé selon le § 7.5.2 (-) ;
$Q_{\text{cool,final,sec } i,m,\text{npref}}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) fournisseur(s) de froid non préférentiel(s) pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique i , en MJ ;
$\eta_{\text{gen,cool,m,npref}}$	le rendement de production mensuel des fournisseurs de froid non préférentiels, déterminé selon le § 7.5.2, (-) ;

7.3 Répartition des besoins bruts en énergie entre producteurs préférentiels et non préférentiels

7.3.1 Chauffage

On détermine la fraction mensuelle de la quantité totale de chaleur fournie par le(s) producteurs(s) de chaleur connecté(s) préférentiel(s) comme suit :

- si, pour le secteur énergétique considéré, il n'y a qu'un appareil de production de chaleur ou si tous les appareils de production de chaleur ont le même rendement de production selon le § 7.5 (et utilisent le même vecteur énergétique), la fraction préférentielle mensuelle pour le chauffage f est la suivante : $f_{\text{heat,m,pref}} = 1$;
- sinon :
 - si l'appareil préférentiel n'est pas une installation de cogénération sur site ni une pompe à chaleur utilisant l'air extérieur comme source de chaleur, on dérive alors les valeurs de $f_{\text{heat,m,pref}}$ du Tableau [47]. En cas d'application du Tableau [47], les valeurs intermédiaires de x_m sont obtenues par interpolation linéaire ;

- si l'appareil préférentiel est une installation de cogénération sur site, on dérive alors les valeurs de $f_{heat,m,pref}$ du Tableau [18] ;
- si l'appareil préférentiel est une pompe à chaleur utilisant l'air extérieur comme source de chaleur, on dérive alors les valeurs de $f_{heat,m,pref}$ du Tableau [48]. En cas d'application du Tableau [48], les valeurs intermédiaires de x_m sont obtenues par interpolation linéaire.

En cas d'application d'une installation de cogénération sur site combinée à un ou plusieurs autres appareils de production de chaleur, la cogénération est considérée comme appareil de production de chaleur connecté préférentiel. Si l'appareil préférentiel fournit de la chaleur à plus d'une partie fonctionnelle, on utilise les valeurs de $f_{heat,m,pref}$ qui s'appliquent aux fonctions présentant un profil de besoin fluctuant, sauf si le total de la surface d'utilisation des parties fonctionnelles présentant un profil de besoin constant auxquelles l'appareil préférentiel fournit de la chaleur est supérieur à la moitié du total de la surface d'utilisation de toutes les parties fonctionnelles auxquelles l'appareil préférentiel fournit de la chaleur, auquel cas on utilise les valeurs de $f_{heat,m,pref}$ applicables aux fonctions présentant un profil de besoin constant. Pour une subdivision, par fonction, en profils de besoin fluctuants et constants, voir plus loin dans le présent paragraphe. Cette méthode n'est valable que dans une unité PEN. Si l'appareil préférentiel dessert tant des unités PEN que PER, $f_{heat,m,pref}$ est déterminé comme décrit dans le présent chapitre pour les unités PEN et selon le § 10.2.2 de l'annexe V pour les unités PER.

La régulation de l'appareil préférentiel et des appareils non préférentiels est considérée comme « régulation additionnelle de puissance de pointe » si les appareils non préférentiels fonctionnent en appoint uniquement durant les périodes où la demande de puissance est supérieure à la puissance que peut fournir l'appareil préférentiel et si, en outre, durant ces périodes, l'appareil préférentiel continue à fonctionner à puissance maximale. Dans tous les autres cas et donc aussi par défaut, la « régulation de commutation de puissance de pointe » s'applique.

Les valeurs de $f_{heat,m,pref}$ sont toujours exprimées en fonction de la variable auxiliaire x_m . On détermine cette variable auxiliaire x_m comme suit :

$$Eq. 307 \quad X_m = \frac{\left[\begin{aligned} &\sum_i (1 - f_{as,heat,sec\ i,m}) \cdot Q_{heat,gross,sec\ i,m} \\ &+ \sum_j (1 - f_{as,water,bath\ j,m}) \cdot Q_{water,bath\ j,gross,m} \\ &+ \sum_k (1 - f_{as,water,sink\ k,m}) \cdot Q_{water,sink\ k,gross,m} \\ &+ \sum_l (1 - f_{as,water,other\ l,m}) \cdot Q_{water,other\ l,gross,m} \\ &\quad + \sum_n (1 - f_{as,hum,n,m}) \cdot Q_{hum,net,n,m} \\ &\quad + \sum_o \frac{f_{cool,pref} \cdot Q_{cool,gross,sec\ o,m}}{EER_{nom}} \end{aligned} \right]}{(1000 \cdot P_{gen,heat,pref} \cdot t_m)} \quad (-)$$

où :

x_m la variable auxiliaire pour la détermination de la fraction de la demande de chaleur couverte par l'appareil préférentiel : les besoins de chaleur divisés par la production « virtuelle » de l'appareil de production à pleine puissance sans interruption pendant le mois considéré, (-) ;

$f_{as,[...],m}$ la part des besoins de chaleur totaux qui est couverte par le système d'énergie solaire thermique, déterminée selon le § 10.4 de l'annexe V. Avec, en lieu et place de [...], les indices « heat, sec i » pour les besoins de chaleur du secteur énergétique i, « water,bath j », « water,sink k » et « water,other l » pour la

	préparation d'eau chaude sanitaire d'une douche ou baignoire j , d'un évier de cuisine k et d'un autre point de puisage l respectivement et « hum, n » pour les besoins de chaleur d'un humidificateur n , (-) ;
$Q_{\text{heat,gross,seci,m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i , déterminés selon le § 9.2.1 de l'annexe V au présent arrêté pour les unités PER et selon le § 6.2 de la présente annexe pour les unités PEN, en MJ ;
$Q_{\text{water,bath j,gross,m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou baignoire j , déterminés selon le § 9.3.1 de l'annexe V au présent arrêté pour les unités PER et selon le § 6.5 de la présente annexe pour les unités PEN, en MJ ;
$Q_{\text{water,sin k,gross,m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine k , déterminés selon le § 9.3.1 de l'annexe V au présent arrêté pour les unités PER et selon le § 6.5 de la présente annexe pour les unités PEN, en MJ ;
$Q_{\text{water,other l,gross,m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire destinée à un point de puisage l d'eau chaude sanitaire, déterminés selon le § 6.5, en MJ ;
$Q_{\text{hum,net,n,m}}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification d'un humidificateur n , déterminés selon le § 5.11, en MJ ;
$f_{\text{cool,pref}}$	la part du refroidissement à entraînement thermique dans la fourniture de froid au secteur énergétique concerné, déterminée selon le § 7.3.2, (-) ;
EER_{nom}	le coefficient de performance (Energy Efficiency Ratio), déterminé selon le § 7.5.2, (-) ;
$Q_{\text{cool,gross,sec o,m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique o desservi par la machine frigorifique à entraînement thermique, déterminés selon le § 6.2, en MJ ;
$P_{\text{gen,heat,pref}}$	la puissance nominale totale du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s), en kW ;
t_m	la longueur du mois considéré, en Ms, selon le Tableau [1] ;

Il faut faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i chauffés au moyen du (des) producteur(s) préférentiel(s), sur l'ensemble des douches et/ou baignoires j , éviers de cuisine k et autres points de puisage l auxquels le(s) producteur(s) préférentiel(s) fournit (fournissent) de la chaleur pour la préparation d'eau chaude sanitaire, sur tous les humidificateurs n auxquels le(s) producteur(s) préférentiel(s) fournit (fournissent) de la chaleur et sur tous les secteurs énergétiques o qui font partie d'une unité PEN et auxquels la machine frigorifique à entraînement thermique alimentées par le(s) producteur(s) préférentiel(s) fournit du froid.

NOTE 1 Pour les chaudières, la puissance nominale est celle visée dans la directive européenne Chaudières.

NOTE 2 La puissance thermique de pompes à chaleur est déterminée selon la norme NBN EN 14511, dans les conditions d'essai définies au § 10.2.3.3 de l'annexe V au présent arrêté.

NOTE 3 La puissance thermique d'une installation de cogénération sur site est déterminée conformément à la méthode pour les appareils au gaz.

Tableau [47] : Fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteur(s) de chaleur connecté(s) préférentiel(s), $f_{\text{heat},m,\text{pref}}$, - le producteur préférentiel n'est pas une installation de cogénération sur site ni une pompe à chaleur utilisant l'air extérieur comme source de chaleur

Type de profil de besoin	Fonction à profil de besoin constant (voir ci-dessous)		Fonction à profil de besoin fluctuant (voir ci-dessous)	
	Régulation de commutation de puissance de pointe	Régulation additionnelle de puissance de pointe	Régulation de commutation de puissance de pointe	Régulation additionnelle de puissance de pointe
$x_m = 0$	1,00	1,00	1,00	1,00
$x_m = 0,05$	0,95	1,00	1,00	1,00
$x_m = 0,15$	0,66	0,90	0,86	0,98
$x_m = 0,25$	0,47	0,79	0,33	0,82
$x_m = 0,35$	0,31	0,67	0,09	0,64
$x_m = 0,45$	0,20	0,57	0,02	0,51
$x_m = 0,55$	0,13	0,51	0	0,41
$x_m = 0,65$	0,10	0,44	0	0,35
$x_m = 0,75$	0,07	0,39	0	0,31
$x_m = 0,85$	0,05	0,36	0	0,27
$x_m = 0,95$	0,05	0,33	0	0,24
$x_m = 1,05$	0,05	0,31	0	0,22
$x_m = 1,10$	0,05	0,30	0	0,20
$1,10 < x_m$	0,05	0,30	0	0,20

Fonctions à profil de besoin constant : bureaux, hébergement, soins de santé avec occupation nocturne, soins de santé sans occupation nocturne, commerce, installations sportives - sauna/piscine, locaux techniques.

Fonctions à profil de besoin fluctuant : enseignement, soins de santé salles d'opération, rassemblement - occupation importante, rassemblement - faible occupation, rassemblement - cafétéria/réfectoire, cuisine, installations sportives - hall de sport/gymnase, installations sportives - fitness/danse, communs, autre, inconnue.

Tableau [18] : Fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteurs(s) de chaleur connecté(s) préférentiel(s), $f_{\text{heat},m,\text{pref}}$, - le producteur préférentiel est une installation de cogénération sur site

Cas		Fraction mensuelle
$V_{\text{stor},\text{cogen}} < V_{\text{stor},30 \text{ min}}$	$0 \leq x_m < 0,2$	0
	$0,2 \leq x_m < 0,6$	$1,25 \cdot x_m - 0,25$
	$0,6 \leq x_m < 0,92$	0,5
	$0,92 \leq x_m$	$\frac{0,77}{x_m + 0,62}$
$V_{\text{stor},\text{cogen}} \geq V_{\text{stor},30 \text{ min}}$	$0 \leq x_m < 0,05$	0
	$0,05 \leq x_m < 0,25$	$2,9 \cdot x_m - 0,145$
	$0,25 \leq x_m < 0,42$	$0,94 \cdot x_m + 0,345$
	$0,42 \leq x_m$	$\frac{0,77}{x_m + 0,62}$

Les symboles figurant dans le tableau sont définis comme suit :

$V_{\text{stor},\text{cogen}}$ la contenance en eau du réservoir tampon qui sert au stockage de la chaleur fournie par l'installation de cogénération, en m^3 ;

$V_{\text{stor},30 \text{ min}}$ la contenance minimale en eau d'un réservoir tampon pour stocker 30 minutes de production de l'installation de cogénération sur site à pleine puissance, telle que déterminée au § A.6 du présent texte, en m^3 .

Tableau [48] : Fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteur(s) de chaleur connecté(s) préférentiel(s), $f_{\text{heat},m,\text{pref}}$, - le producteur préférentiel est une pompe à chaleur utilisant l'air extérieur comme source de chaleur

Profil de besoin de la fonction	Profil de besoin constant											
	Régulation de commutation de puissance de pointe						Régulation supplémentaire de puissance de pointe					
X_{HP}	< 2,25	< 2,50	< 2,75	< 3,00	< 3,50	≥ 3,50	< 2,25	< 2,50	< 2,75	< 3,00	< 3,50	≥ 3,50
$x_m = 0$	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
$x_m = 0,05$	0,82	0,87	0,90	0,94	0,94	0,94	0,83	0,89	0,93	0,97	0,99	0,99
$x_m = 0,15$	0,38	0,47	0,53	0,58	0,63	0,65	0,43	0,54	0,65	0,76	0,85	0,89
$x_m = 0,25$	0,25	0,30	0,35	0,42	0,46	0,47	0,33	0,42	0,50	0,61	0,73	0,78
$x_m = 0,35$	0,21	0,24	0,27	0,30	0,32	0,32	0,30	0,38	0,45	0,54	0,63	0,66
$x_m = 0,45$	0,17	0,19	0,21	0,22	0,22	0,23	0,26	0,33	0,39	0,47	0,54	0,57
$x_m = 0,55$	0,14	0,16	0,16	0,17	0,17	0,17	0,25	0,31	0,36	0,43	0,49	0,51
$x_m = 0,65$	0,11	0,12	0,13	0,13	0,13	0,13	0,20	0,29	0,34	0,38	0,43	0,45
$x_m = 0,75$	0,09	0,09	0,10	0,10	0,10	0,1	0,18	0,25	0,29	0,34	0,38	0,40
$x_m = 0,85$	0,06	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,17	0,22	0,26	0,30	0,35	0,37
$x_m = 0,95$	0,04	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,16	0,21	0,24	0,28	0,33	0,35
$x_m = 1,05$	0	0	0	0	0	0	0,15	0,19	0,22	0,26	0,30	0,32
$x_m = 1,15$	0	0	0	0	0	0	0,15	0,18	0,21	0,25	0,29	0,30
$x_m = 1,20$	0	0	0	0	0	0	0,15	0,16	0,19	0,22	0,27	0,30
$1,20 < x_m$	0	0	0	0	0	0	0,15	0,16	0,19	0,22	0,27	0,30
Profil de besoin de la fonction	Profil de besoin fluctuant											
	Régulation de commutation de puissance de pointe						Régulation supplémentaire de puissance de pointe					
X_{HP}	< 2,25	< 2,50	< 2,75	< 3,00	< 3,50	≥ 3,50	< 2,25	< 2,50	< 2,75	< 3,00	< 3,50	≥ 3,50
$x_m = 0$	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
$x_m = 0,05$	0,76	0,87	0,95	0,97	0,99	0,99	0,76	0,87	0,95	0,98	1,00	1,00
$x_m = 0,15$	0,45	0,56	0,64	0,73	0,80	0,81	0,46	0,59	0,69	0,78	0,90	0,94
$x_m = 0,25$	0,31	0,36	0,39	0,41	0,41	0,42	0,40	0,51	0,59	0,68	0,77	0,80
$x_m = 0,35$	0,17	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,35	0,43	0,49	0,56	0,62	0,65
$x_m = 0,45$	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,30	0,37	0,42	0,48	0,53	0,54
$x_m = 0,55$	0	0	0	0	0	0	0,24	0,30	0,34	0,38	0,43	0,44
$x_m = 0,65$	0	0	0	0	0	0	0,18	0,23	0,26	0,30	0,35	0,37
$x_m = 0,75$	0	0	0	0	0	0	0,14	0,18	0,21	0,25	0,29	0,31
$x_m = 0,85$	0	0	0	0	0	0	0,11	0,15	0,18	0,22	0,26	0,27
$x_m = 0,95$	0	0	0	0	0	0	0,10	0,13	0,15	0,19	0,23	0,24

$x_m = 1,05$	0	0	0	0	0	0	0,09	0,12	0,14	0,17	0,20	0,22
$x_m = 1,10$	0	0	0	0	0	0	0,07	0,09	0,11	0,16	0,19	0,20
$1,10 < x_m$	0	0	0	0	0	0	0,07	0,09	0,11	0,16	0,19	0,20

Le symbole figurant dans le tableau est défini comme suit :

X_{HP} une variable auxiliaire pour des pompes à chaleur utilisant l'air extérieur comme source de chaleur, telle que déterminé au § 10.2.2 de l'annexe V, (-).

Si, pour le secteur énergétique considéré, il y a un seul appareil de production de chaleur non préférentiel ou si tous les appareils de production de chaleur non préférentiels ont le même rendement de production selon le § 7.5 (et utilisent le même vecteur énergétique), la fraction mensuelle pour le chauffage du (des) producteur(s) non préférentiel(s) k est la suivante :

$$\text{Eq. 308 } f_{\text{heat},m,\text{npref } k} = 1 - f_{\text{heat},m,\text{pref}} \quad (-)$$

En présence de plusieurs appareils de production de chaleur non préférentiels dont les rendements de production sont différents selon le § 7.5 (et/ou utilisant différents vecteurs énergétiques), les fractions mensuelles pour le chauffage de tous les producteurs non préférentiels k sont déterminées selon :

$$\text{Eq. 309 } f_{\text{heat},m,\text{npref } k} = (1 - f_{\text{heat},m,\text{pref}}) \cdot \frac{P_{\text{gen,heat,npref } k}}{\sum_k P_{\text{gen,heat,npref } k}} \quad (-)$$

où :

$f_{\text{heat},m,\text{npref } k}$ la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k , (-) ;

$f_{\text{heat},m,\text{pref}}$ la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteurs(s) de chaleur préférentiel(s), (-) ;

$P_{\text{gen,heat,npref } k}$ la puissance nominale totale du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k , en kW.

Il faut faire la somme sur tous les producteurs de chaleur non préférentiels k .

NOTE 1 Pour les chaudières, la puissance nominale est celle visée dans la directive européenne Chaudières.

NOTE 2 La puissance thermique de pompes à chaleur est déterminée selon la norme NBN EN 14511, dans les conditions d'essai définies au § 10.2.3.3 de l'annexe V au présent arrêté.

NOTE 3 La puissance thermique d'une installation de cogénération sur site est déterminée conformément à la méthode pour les appareils au gaz.

7.3.2 Refroidissement

Si, pour le secteur énergétique considéré, il n'y a qu'un fournisseur de froid ou si tous les fournisseurs de froid ont le même rendement selon le § 7.5 et utilisent le même vecteur énergétique et qu'ils ne sont pas raccordés à un dispositif de free-chilling différent, la fraction préférentielle moyenne annuelle pour le refroidissement est la suivante : $f_{\text{cool,pref}} = 1,0$.

Dans tous les autres cas, on dérive la fraction préférentielle moyenne annuelle du Tableau [19].

En cas d'application d'une machine frigorifique à entraînement thermique combinée à un ou plusieurs autres fournisseurs de froid, la machine frigorifique à entraînement thermique est considérée comme fournisseur de froid connecté préférentiel.

En cas d'application d'un système ouvert géo-cooling combiné à un ou plusieurs autres fournisseurs de froid, le système ouvert géo-cooling est considéré comme fournisseur de froid connecté préférentiel.

Dans tous les autres cas, le fournisseur dont le rendement est le plus élevé, déterminé selon le § 7.5.2, est considéré comme fournisseur de froid connecté préférentiel.

Tableau [19] : Fraction moyenne annuelle du froid total fourni par le(s) fournisseur(s) de froid connecté(s) préférentiel(s), $f_{cool,pref}$, en fonction du rapport des puissances $\beta_{gen,cool}$

$\beta_{gen,cool}$	$f_{cool,pref}$
de 0,0 à 0,1	0,1
de 0,1 à 0,2	0,2
de 0,2 à 0,3	0,5
de 0,3 à 0,5	0,8
de 0,5 à 1,0	1,0

On détermine le rapport entre la puissance nominale du (des) fournisseur(s) de froid préférentiel(s) et la puissance nominale de tous les fournisseurs de froid, $\beta_{gen,cool}$, comme suit :

$$\text{Eq. 84} \quad \beta_{gen,cool} = \frac{P_{gen,cool,pref}}{P_{gen,cool,pref} + P_{gen,cool,npref}} \quad (-)$$

où :

$\beta_{gen,cool}$ le rapport entre la puissance frigorifique nominale du (des) fournisseur(s) de froid préférentiel(s) et la puissance frigorifique nominale de tous les fournisseurs de froid pour le secteur énergétique, (-) ;

$P_{gen,cool,pref}$ la puissance frigorifique nominale totale du (des) fournisseur(s) de froid préférentiel(s), en kW ;

$P_{gen,cool,npref}$ la puissance frigorifique nominale totale du (des) fournisseur(s) de froid non préférentiel(s), en kW.

La puissance frigorifique à utiliser pour la détermination du $\beta_{gen,cool}$ des différents types de fournisseurs de froid est la suivante :

- machines frigorifiques à compression : la puissance frigorifique mesurée selon la norme NBN EN 14511 dans les conditions nominales standard
- machines frigorifiques à entraînement thermique : la puissance frigorifique mesurée soit selon la NBN EN 12309-2, soit selon l'ARI Standard 560:2000.
- géo-cooling / système ouvert :

$$\text{Eq. 85} \quad P_{gen,cool,free} = 4187 \cdot \Delta T_{max} \cdot \phi_{well} \quad (\text{kW})$$

où :

ϕ_{well}	le débit du forage tel qu'indiqué dans l'autorisation écologique (le débit prélevé). S'il y a plusieurs forages, c'est le total du débit de tous les puits, en m ³ /s ;
ΔT_{max}	la différence de température entre l'eau prélevée et l'eau réinjectée, égale à 6 °C.

7.4 Fraction moyenne mensuelle de l'énergie fournie par free-chilling

Le paramètre $f_{\text{cool,m,free}}$ permet de mettre en valeur le fait qu'une partie des besoins bruts en énergie pour le refroidissement est couverte par un fournisseur de froid fonctionnant en mode free-chilling.

De manière générale, la consommation finale d'énergie de fournisseurs de froid fonctionnant en mode free-chilling est réputée nulle. La consommation réelle d'énergie de fournisseurs de froid fonctionnant en mode free-chilling est intégrée dans la consommation d'énergie auxiliaire (§ 8).

Si le(s) fournisseur(s) ne fonctionne(nt) pas en mode free-chilling, la fraction moyenne mensuelle pour le free-chilling est la suivante : $f_{\text{cool,m,free}} = 0$

Un système ouvert géo-cooling est considéré comme un fournisseur de froid fonctionnant toujours en mode free-chilling. Dans ce cas : $f_{\text{cool,m,free}} = 1$

Une machine frigorifique (refroidie à l'eau) peut fonctionner en mode free-chilling. Dans ce cas, la puissance frigorifique de la tour de refroidissement (free-chilling par air) ou de l'échangeur de chaleur sol (géo-cooling / système fermé) est exploitée directement sans passer par le machine frigorifique (bypass).

La fraction moyenne mensuelle pour le free-chilling est donnée par :

$$\text{Eq. 86} \quad f_{\text{cool,m,free}} = f_{\text{cool,free,sizing}} \cdot f_{\text{cool,m,free,operation}} \quad (-)$$

où :

$f_{\text{cool,free,sizing}}$	la fraction moyenne annuelle des besoins de froid totaux couverte par le(s) fournisseur(s) de froid fonctionnant en mode free-chilling, si aucune limitation des conditions de fonctionnement n'est imposée, telle que déterminée ci-dessous, (-) ;
$f_{\text{cool,m,free,operation}}$	la fraction moyenne mensuelle des besoins de froid totaux couverte par le(s) fournisseur(s) de froid fonctionnant en mode free-chilling, compte tenu des limitations des conditions de fonctionnement, telle que déterminée ci-dessous, (-).

$$\text{Eq. 87} \quad f_{\text{cool,free,sizing}} = \frac{P_{\text{gen,cool,free}}}{P_{\text{gen,cool,nfree}} + P_{\text{gen,cool,free}}} \quad (-)$$

où :

$P_{\text{gen,cool,free}}$	la puissance frigorifique nominale totale du (des) fournisseur(s) de froid conçus pour fonctionner en mode free-chilling, en kW ;
----------------------------	-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

$P_{gen,cool,nfree}$ la puissance frigorifique nominale totale du (des) fournisseur(s) de froid non conçus pour fonctionner en mode free-chilling, en kW.

La puissance frigorifique à utiliser pour la détermination de $f_{cool,free,sizing}$ des différents types de fournisseurs de froid est la suivante :

- machines frigorifiques à compression : la puissance frigorifique mesurée selon la norme NBN EN 14511 dans les conditions nominales standard
- machines frigorifiques à entraînement thermique : la puissance frigorifique mesurée soit selon la norme NBN EN 12309-2, soit selon la norme ARI Standard 560:2000.

On dérive la valeur de $f_{cool,m,free,operation}$ du Tableau [20].

Tableau [20] : Fraction moyenne mensuelle $f_{cool,m,free,operation}$ des besoins de froid totaux couverte par le(s) fournisseur(s) de froid fonctionnant en mode free-chilling, compte tenu des limitations des conditions de fonctionnement

Mois	$f_{cool,m,free,operation}$		
	Free-chilling par air		Géo-cooling / système fermé
	$\theta_{ev} < 16 \text{ °C}$	$\theta_{ev} \geq 16 \text{ °C}$	
Janvier	0,966	1,000	0
Février	0,909	0,969	0
Mars	0,763	0,876	0
Avril	0,404	0,834	0,25
Mai	0,134	0,482	0,50
Juin	0,027	0,339	0,75
Juillet	0,014	0,229	0,85
Août	0,010	0,176	0,85
Septembre	0,030	0,507	0,75
Octobre	0,218	0,772	0,40
Novembre	0,730	0,886	0
Décembre	0,878	0,970	0
Où :			
θ_{ev}	la température de fonctionnement de l'évaporateur, telle que déterminée au § 7.5.2.3.3, en °C.		

7.5 Rendements de production pour le chauffage et le refroidissement

7.5.1 Rendement de production pour le chauffage

Le rendement de production pour le chauffage des locaux de systèmes multisplit est déterminé comme décrit ci-dessous. Pour tous les autres appareils de production, on considère que le rendement de production d'un appareil de chauffage $\eta_{gen,heat,m}$ est égal à $\eta_{gen,heat}$ tel que déterminé dans le cas d'unités résidentielles : voir le § 10.2.3 de l'annexe V au présent arrêté.

La valeur par défaut de la température de retour de conception des humidificateurs et des caissons de traitement d'air est de 70 °C.

Pour les pompes à chaleur à boucle d'eau, le ministre peut établir la méthode de calcul.

On détermine le rendement de production mensuel $\eta_{\text{gen,heat,m}}$ d'un système multisplit à débit de réfrigérant variable (VRF⁵) comme suit :

- si les unités extérieures et intérieures ont été mises sur le marché après le 01/01/2018, ont une puissance nominale supérieure à 12 kW mais n'excédant pas 1 MW et si le fabricant ne fournit pas de documentation technique selon le règlement européen (UE) 2016/2281 pour la combinaison effectivement appliquée mais bien pour une ou plusieurs autres combinaisons du même type d'unité extérieure avec le même type d'unité intérieure, on a :

$$\text{Eq. 411 } \eta_{\text{gen,heat,m}} = \frac{3,30 \cdot f_{\text{length,vrf,heat}}}{f_{\text{rec,m,vrf}}} \quad (-)$$

- dans tous les autres cas, on a :

$$\text{Eq. 412 } \eta_{\text{gen,heat,m}} = \frac{\eta_{\text{gen,heat}} \cdot f_{\text{length,vrf,heat}}}{f_{\text{rec,m,vrf}}} \quad (-)$$

où :

$\eta_{\text{gen,heat}}$	le rendement de production de la pompe à chaleur électrique, déterminé selon le § 10.2.3.3 de l'annexe V au présent arrêté, (-) ;
$f_{\text{rec,m,vrf}}$	le facteur de récupération mensuel de chaleur tel que déterminé au § 7.5.1.1, (-) ;
$f_{\text{length,vrf,heat}}$	le facteur de longueur de conduite du système VRF en mode chauffage qui prend en compte l'effet de la longueur de conduite entre l'unité extérieure et l'unité intérieure la plus éloignée sur le rendement de production du système VRF; tel que déterminé au § 7.5.1.2, (-).

On détermine le rendement de production mensuel $\eta_{\text{gen,heat,m}}$ d'autres systèmes multisplit (non-VRF) comme suit :

- si les unités extérieures et intérieures ont été mises sur le marché après le 01/01/2018, ont une puissance nominale supérieure à 12 kW mais n'excédant pas 1 MW et si le fabricant ne fournit pas de documentation technique selon le règlement européen (UE) 2016/2281 pour la combinaison effectivement appliquée mais bien pour une ou plusieurs autres combinaisons du même type d'unité

⁵ Système multisplit refroidi par eau à débit de réfrigérant variable (VRF : Un système multisplit à débit de réfrigérant variable Variable Refrigerant Flow) est constitué de plusieurs unités intérieures qui peuvent fonctionner en mode évaporateur (climatisation) ou condenseur (chauffage) et d'une seule unité extérieure. Les unités intérieures sont raccordées à l'unité extérieure au moyen d'un circuit de réfrigérant. En fonction du type, les systèmes VRF peuvent refroidir et chauffer simultanément ou non. Les systèmes VRF qui refroidissent et chauffent simultanément permettent d'opérer un transfert de chaleur entre les espaces du bâtiment à refroidir et ceux à chauffer au même moment.

extérieure avec le même type d'unité intérieure, on a :

$$\eta_{\text{gen,heat,sec } i,m} = 3,30 \quad (-)$$

- dans tous les autres cas, on a :

$$\text{Eq. 413} \quad \eta_{\text{gen,heat,sec } i,m} = \eta_{\text{gen,heat}} \quad (-)$$

où :

$\eta_{\text{gen,heat}}$ le rendement de production de la pompe à chaleur électrique, déterminé selon le § 10.2.3.3 de l'annexe V, (-).

7.5.1.1 Facteur de récupération mensuel de chaleur $f_{\text{rec,m,vrf}}$

Le facteur de récupération mensuel $f_{\text{rec,m,vrf}}$ est déterminé comme suit :

- si le système VRF ne permet pas le chauffage et le refroidissement simultanés avec récupération de chaleur ou si les unités intérieures du (des) secteur(s) énergétique(s) de l'unité PEN pour laquelle $f_{\text{rec,m,vrf}}$ est déterminé ne sont pas toutes raccordées à la même unité extérieure, on a :

$$f_{\text{vent,m,j}} = 1$$

- si le système VRF permet le chauffage et le refroidissement simultanés avec récupération de chaleur et que toutes les unités intérieures du (des) secteur(s) énergétique(s) de l'unité PEN pour laquelle $f_{\text{rec,m,vrf}}$ est déterminé sont raccordées à la même unité extérieure, on a :

$$\text{Eq. 414} \quad f_{\text{rec,m,vrf}} = \left(\left(\frac{\sum_i Q_{\text{heat,gross,sec } i,m}}{\sum_i Q_{\text{heat,gross,sec } i,m} + \sum_i Q_{\text{cool,gross,sec } i,m}} \right)^{C_{\text{rec}}} + \left(\frac{\sum_i Q_{\text{cool,gross,sec } i,m}}{\sum_i Q_{\text{heat,gross,sec } i,m} + \sum_i Q_{\text{cool,gross,sec } i,m}} \right)^{C_{\text{rec}}} \right) \quad (-)$$

où :

$Q_{\text{cool,gross,sec } i,m}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique i , déterminés selon le § 6.2, en MJ ;

$Q_{\text{heat,gross,sec } i,m}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i , déterminés selon le § 6.2, en MJ ;

C_{rec} une constante qui prend en compte la simultanéité du chauffage et du refroidissement des locaux dans le(s) secteur(s) énergétique(s) concerné(s) en fonction des parties fonctionnelles qui s'y trouvent, telle que déterminée ci-dessous, (-).

Il faut faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PER desservis par le système VRF.

Exception : dans le cas où tant $\sum_i Q_{\text{heat,gross,sec } i,m}$ que $\sum_i Q_{\text{cool,gross,sec } i,m}$ sont égaux à 0, on considère que $f_{\text{rec,m,vrf}}$ est égal à 1.

La constante C_{rec} est dérivée du Tableau [49] sur la base de la partie fonctionnelle couvrant la plus grande surface de plancher au sein du secteur énergétique ou des secteurs énergétiques reliés au système VRF.

Tableau [49] : Constante qui prend en compte la simultanéité du chauffage et du refroidissement des locaux C_{rec}

Fonctions		C_{rec}
Hébergement		1,08
Bureaux		1,08
Enseignement		1,03
Soins de santé	Avec occ. nocturne	1,08
	Sans occ. nocturne	1,08
	Salles d'opération	1,08
Rassemblement	Occupation importante	1,03
	Faible occupation	1,03
	Cafétéria / Réfectoire	1,03
Cuisine		1,03
Commerce		1,08
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	1,03
	Fitness / Danse	1,03
	Sauna / Piscine	1,03
Locaux techniques		1,03
Communs		1,03
Autre		1,03
Fonction inconnue		1,03

Si, au sein du secteur énergétique ou des secteurs énergétiques reliés au système VRF, la partie fonctionnelle couvrant la plus grande surface de plancher a une C_{rec} égale à 1,08 selon le Tableau [49] et que le total de la surface de plancher d'autres parties fonctionnelles ayant une C_{rec} égale à 1,08 selon le Tableau [49] est supérieur à 25 % de la surface utile totale de plancher du (des) secteur(s) énergétique(s) concerné(s), alors la valeur de C_{rec} est portée à 1,25.

7.5.1.2 Facteur de longueur de conduite du système VRF en mode chauffage $f_{\text{length,vrf,heat}}$ **Valeur par défaut**

La valeur par défaut de $f_{\text{length,vrf,heat}}$ est de 0,9 (-).

Méthode détaillée

Le facteur de longueur de conduite du système VRF en mode chauffage $f_{\text{length,vrf,heat}}$ est donné par :

$$\text{Eq. 415 } f_{\text{length,vrf,heat}} = \text{MAX}\left(0; \text{MIN}\left(\left(1 - (\text{MAX}(l_{\text{vrf},i}) - 7) \cdot 0,00035\right); 1\right)\right) \quad (-)$$

où :

$l_{\text{vrf},i}$ la longueur de conduite mesurée entre l'unité extérieure et une unité intérieure i , en m.

Le maximum de $l_{\text{vrf},i}$ doit être déterminé pour toutes les unités intérieures i raccordées à l'unité extérieure du système VRF.

7.5.2 Rendement de production pour le refroidissement

Si aucun refroidissement actif n'est appliqué, on considère que le rendement de production est égal à 5, avec l'électricité comme vecteur d'énergie.

Si un refroidissement actif est bel et bien appliqué et ce, à l'aide de machines frigorifiques à compression et/ou de machines frigorifiques à entraînement thermique, il convient de déterminer le rendement de production mensuel pour le refroidissement $\eta_{\text{gen,cool,m}}$ selon le Tableau [50].

Pour les pompes à chaleur à boucle d'eau, le ministre peut établir la méthode de calcul.

Pour les autres types de types machines frigorifiques, il convient de déterminer $\eta_{\text{gen,cool,m}}$ sur la base d'une demande d'équivalence.

Tableau [50] : Formules et valeurs des paramètres pour la détermination du rendement de production pour le refroidissement actif

N°	Fluide dans le condenseur	Fluide dans l'évaporateur	Dénomination machine frigorifique	$\eta_{gen,cool,m}$
1a	Air	Air	Climatiseur refroidi par air ou système multisplit refroidi par air	$\frac{EER_{nom}}{f_{PL} \cdot f_{\theta,m}}$
1b			Système multisplit refroidi par air à débit de réfrigérant variable (VRF)	$\frac{EER_{nom}}{f_{PL} \cdot f_{\theta,m} \cdot f_{rec,m,vrf}} \cdot f_{length,vrf,cool}$
2a	Eau / eau glycolée	Air	Climatiseur refroidi par eau ou système multisplit refroidi par eau	$\frac{EER_{nom}}{f_{PL} \cdot f_{\theta,m}}$
2b			Système multisplit refroidi par eau à débit de réfrigérant variable (VRF)	$\frac{EER_{nom}}{f_{PL} \cdot f_{\theta,m} \cdot f_{rec,m,vrf}} \cdot f_{length,vrf,cool}$
3	Air	Eau	Pompe à chaleur air/eau ou groupe frigorifique refroidi par air pour l'eau de refroidissement avec ou sans condenseur séparé	$\frac{EER_{nom}}{f_{PL} \cdot f_{\theta,m}}$
4	Eau / eau glycolée	Eau	Pompe à chaleur eau (glycolée)/eau, ou groupe frigorifique refroidi par eau pour l'eau de refroidissement avec ou sans condenseur séparé	$\frac{EER_{nom}}{f_{PL} \cdot f_{\theta,m}}$
5	Air / Eau	Eau	Machine frigorifique à entraînement thermique	$\frac{EER_{nom}}{\left(\frac{f_{heat,m,pref}}{\eta_{gen,heat,pref}} + \frac{1 - f_{heat,m,pref}}{\eta_{gen,heat,npref}} \right)}$

où :

EER_{nom} le coefficient de performance (Energy Efficiency Ratio), déterminé selon le § 7.5.2.1, (-) ;

f_{PL} le facteur de charge partielle qui tient compte du comportement d'une machine frigorifique à charge partielle, déterminé selon le § 7.5.2.2, (-) ;

$f_{\theta,m}$ le facteur de température mensuel qui tient compte de la modification de performance de la machine liée à une température divergente du fluide à la sortie de l'évaporateur (option de conception) et de la température à l'entrée du condenseur par rapport aux conditions d'essai spécifiées selon la norme NBN EN 14511, dans les conditions nominales standard, déterminé selon le § 7.5.2.3, (-) ;

$f_{rec,m,vrf}$ le facteur de récupération mensuel pour le refroidissement, déterminé selon le § 7.5.1, (-) ;

$f_{\text{length,vrf,cool}}$	le facteur de longueur de conduite du système VRF en mode refroidissement qui prend en compte l'effet de la longueur de conduite entre l'unité extérieure et l'unité intérieure la plus éloignée sur le rendement de production du système VRF, tel que déterminé au § 7.5.2.4, (-) ;
$f_{\text{heat,m,pref}}$	la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteur(s) de chaleur connecté(s) préférentiel(s), (-) ; - égale à 1 pour des machines frigorifiques à entraînement thermique à chauffage direct ; - déterminée selon le § 7.3.1 pour des machines frigorifiques à entraînement thermique à chauffage indirect (-) ;
$\eta_{\text{gen,heat,pref}}$	le rendement de production du producteur de chaleur préférentiel - égal à 1 pour des machines frigorifiques à entraînement thermique à chauffage direct ; - déterminé selon le § 7.5.1 pour des machines frigorifiques à entraînement thermique à chauffage indirect (-) ;
$\eta_{\text{gen,heat,npref}}$	le rendement de production du producteur de chaleur non préférentiel - égal à 1 pour des machines frigorifiques à entraînement thermique à chauffage direct ; - déterminé selon le § 7.5.1 pour des machines frigorifiques à entraînement thermique à chauffage indirect (-).

7.5.2.1 le coefficient de performance EER_{nom}

Valeur par défaut

On dérive la valeur par défaut du Tableau [51].

Tableau [51] : Valeurs par défaut pour la détermination du rendement de production pour le refroidissement actif

N°	Fluide dans le condenseur	Fluide dans l'évaporateur	Dénomination machine frigorifique	EER_{nom}	f_{PL}	$\theta_{co,nom}$	$\theta_{ev,nom}$
1a	Air	Air	Climatiseur refroidi par air ou système multisplit refroidi par air	2,1	1,25	35	27
1b			Système multisplit refroidi par air à débit de réfrigérant variable (VRF)				
2a	Eau / eau glycolée	Air	Climatiseur refroidi par eau ou système multisplit refroidi par eau	3,05	1,25	30	27
2b			Système multisplit refroidi par eau à débit de réfrigérant variable (VRF)				
3	Air	Eau	Pompe à chaleur air/eau ou groupe frigorifique refroidi par air pour l'eau de refroidissement avec ou sans condenseur séparé	2,1	1,25	35	7
4	Eau / eau glycolée	Eau	Pompe à chaleur eau (glycolée)/eau, ou groupe frigorifique refroidi par eau pour l'eau de refroidissement avec ou sans condenseur séparé	3,05	1,25	30	7
5	Air / Eau	Eau	Machine frigorifique à entraînement thermique	0,7	-	-	-

Méthode détaillée

Pour les machines frigorifiques à compression, EER_{nom} est égal à EER_{test} à déterminer, selon la norme NBN EN 14511, dans les conditions nominales standard, tel qu'établi dans la partie 2 de la norme.

Pour les machines frigorifiques à entraînement thermique, EER_{nom} est égal à EER_{test} à déterminer, selon la norme ARI Standard 560-2000 dans les conditions nominales standard.

7.5.2.2 Facteur de charge partielle f_{PL}

Valeur par défaut

On dérive la valeur par défaut du Tableau [51].

Méthode détaillée

L'équation pour le facteur de charge partielle est la suivante :

$$\text{Eq. 420 } f_{PL} = \min \left[1, 25; \max \left[0, 5; 2, 64 - 1, 19 \cdot \left(\frac{SEER}{EER_{nom}} \right) \right] \right] \quad (-)$$

où :

SEER le coefficient de performance saisonnier pour les machines frigorifiques à compression, déterminé conformément à la norme EN 14825, (-).

EER_{nom} le coefficient de performance (Energy Efficiency Ratio), tel que déterminé au § 7.5.2.1, (-).

7.5.2.3 Facteur de température mensuel $f_{\theta,m}$

Le facteur de température mensuel est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 91 } f_{\theta,m} = 1 + C_{\theta,1} \cdot \Delta\theta_m + C_{\theta,2} \cdot \Delta\theta_m^2 \quad (-)$$

où :

$C_{\theta,1}$ un facteur de détermination du facteur de température mensuel, tel que déterminé au § 7.5.2.3.1, (-) ;

$C_{\theta,2}$ un facteur de détermination du facteur de température mensuel, tel que déterminé au § 7.5.2.3.1, (-) ;

$\Delta\theta_m$ la différence des rapports de température entre le condenseur et l'évaporateur au point de fonctionnement et au point de fonctionnement nominal, telle que déterminée ci-dessous, (-).

où :

$$\text{Eq. 92 } \Delta\theta_m = \frac{(\theta_{co,m} + 273,15)}{(\theta_{ev} + 273,15)} - \frac{(\theta_{co,nom} + 273,15)}{(\theta_{ev,nom} + 273,15)} \quad (-)$$

où :

$\theta_{co,m}$ la température de fonctionnement mensuelle du condenseur, telle que déterminée § 7.5.2.3.2, en °C ;

θ_{ev} la température de fonctionnement de l'évaporateur, telle que déterminée au § 7.5.2.3.3, en °C ;

$\theta_{co,nom}$ la température de fonctionnement du condenseur au point de fonctionnement nominal, telle que déterminée au § 7.5.2.3.4, en °C ;

$\theta_{ev,nom}$ la température de fonctionnement de l'évaporateur au point de fonctionnement nominal, telle que déterminée au § 7.5.2.3.4, in °C.

7.5.2.3.1 Constantes pour la détermination du facteur de température mensuel

Valeur par défaut

On dérive la valeur par défaut du Tableau [23].

Tableau [23] : Valeur par défaut des constantes pour la détermination du facteur de température mensuel

Référence de machine frigorifique selon Tableau [50]	$C_{\theta,1}$	$C_{\theta,2}$
1a, 1b, 3	5,24	7,78
2a, 2b, 4	8,81	30,9

Méthode détaillée

On dérive la valeur du Tableau [24].

Tableau [24] : Constantes pour la détermination du facteur de température mensuel

Référence de machine frigorifique selon Tableau [50]	Type de compresseur	$C_{\theta,1}$	$C_{\theta,2}$
1a, 1b, 3	Compresseur à piston	5,24	7,78
	Compresseur scroll	7,33	18,6
	Compresseur à vis	6,41	17,0
2a, 2b, 4	Compresseur scroll	8,81	30,9
	Compresseur à vis	9,14	42,8
	Turbocompresseur	9,98	40,1

7.5.2.3.2 Température de fonctionnement mensuelle du condenseur $\theta_{co,m}$ **Valeur par défaut**

On dérive la valeur par défaut du Tableau [25].

Méthode détaillée

- Pour les machines à refroidissement direct par air, on dérive la valeur de $\theta_{co,m}$ du Tableau [25].
- Pour les machines refroidies par eau qui utilisent une tour de refroidissement, $\theta_{co,m}$ est égale à la température d'eau de refroidissement à l'entrée du condenseur déterminée lors de la conception de la machine frigorifique ;.
- Pour les autres machines refroidies par eau, $\theta_{co,m}$ est égale à la température d'eau de refroidissement à l'entrée du condenseur déterminée lors de la conception de la machine frigorifique selon des règles définies par le ministre ou, à défaut, sur la base d'une demande d'équivalence.

Tableau [25] : Température de fonctionnement mensuelle du condenseur $\theta_{co,m}$

Référence de machine frigorifique selon Tableau [50]	jan	fév	mar	avr	mai	juin	juil	août	sep	oct	nov	déc
1a, 1b, 3	4,1	5,1	8,3	11,3	15,5	18,2	19,7	20,5	16,4	12,5	7,3	4,4
2a, 2b, 4 avec tour de refroidissement	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
2a, 2b, 4 avec géo-cooling	9,2	9,9	10,3	10,9	11,7	12,3	12,5	12,7	12,0	11,2	10,4	9,9

7.5.2.3.3 Température de fonctionnement de l'évaporateur θ_{ev}

Valeur par défaut

On dérive la valeur par défaut du Tableau [26].

Tableau [26] : Température de fonctionnement de l'évaporateur θ_{ev}

Référence de machine frigorifique selon Tableau [50]	Type de système d'émission	θ_{ev}
1a, 1b, 2a, 2b	-	26
3, 4, 5	plafonds froids et/ou poutres froides	16
	batteries dans des groupes de ventilation et ventilo-convecteurs et autres	6

Si, outre des plafonds froids et/ou poutres froides, la machine frigorifique utilise un autre système d'émission, il convient de prendre 6 ° comme température de fonctionnement de l'évaporateur.

Méthode détaillée

La température de fonctionnement de l'évaporateur θ_{ev} est déterminée par la conception du système d'émission selon des règles définies par le ministre ou, à défaut, sur la base d'une demande d'équivalence.

7.5.2.3.4 Températures de fonctionnement du condenseur et de l'évaporateur au point de fonctionnement nominal $\theta_{co,nom}$ et $\theta_{ev,nom}$

Valeurs par défaut

Si on prend une valeur par défaut pour le coefficient de performance EER_{nom} de la machine frigorifique à compression, on dérive les valeurs par défaut de $\theta_{co,nom}$ et de $\theta_{ev,nom}$ du Tableau [51].

Méthode détaillée

Si on ne prend pas de valeur par défaut pour le coefficient de performance EER_{nom} de la machine frigorifique à compression, on prend les températures de fonctionnement du condenseur et de l'évaporateur au point de fonctionnement nominal $\theta_{co,nom}$ et $\theta_{ev,nom}$ auxquelles l' EER_{test} a été déterminé, selon la norme

NBN EN 14511, dans les conditions nominales standard, tel qu'établi dans la partie 2 de la norme.

Note :

- Pour les machines refroidies par air (références de machine frigorifique 1a, 1b et 3), $\theta_{co,nom}$ est la température de bulbe sec à l'entrée du condenseur.
- Pour les machines refroidies par eau (références de machine frigorifique 2a, 2b et 4), $\theta_{co,nom}$ est la température à l'entrée du condenseur.
- Pour les machines qui transmettent la chaleur à l'air (références de machine frigorifique 1a, 1b, 2a et 2b), $\theta_{ev,nom}$ est la température de bulbe sec à l'entrée de l'évaporateur.
- Pour les machines qui transmettent la chaleur à l'eau (références de machine frigorifique 3, 4), $\theta_{ev,nom}$ est la température à la sortie de l'évaporateur.

7.5.2.4 Facteur de longueur de conduite du système VRF en mode refroidissement

$f_{length,vrf,cool}$

Valeur par défaut

La valeur par défaut de $f_{length,vrf,cool}$ est de 0,7 (-).

Méthode détaillée

Le facteur de longueur de conduite du système VRF en mode refroidissement $f_{length,vrf,cool}$ est donné par :

$$\text{Eq. 416 } f_{length,vrf,cool} = \text{MAX}\left(0; \text{MIN}\left(\left(1 - \left(\text{MAX}(l_{vrf,i}) - 7\right) \cdot 0,001\right); 1\right)\right) \quad (-)$$

où :

$l_{vrf,i}$ la longueur de conduite mesurée entre l'unité extérieure et une unité intérieure i , en m.

Le maximum de $l_{vrf,i}$ doit être déterminé pour toutes les unités intérieures i raccordées à l'unité extérieure du système VRF.

7.6 Consommation finale d'énergie pour l'eau chaude sanitaire

Pour des douches et/ou baignoires i (indice « bath ») et des éviers de cuisine j (indice « sink »), le calcul de la consommation finale d'énergie pour l'eau chaude sanitaire s'effectue par analogie avec la méthode appliquée aux unités PER ; le § 10.3 de l'annexe V au présent arrêté doit être appliqué.

Pour les autres points de puisage k d'eau chaude sanitaire (indice « other »), le § 10.3 de l'annexe V au présent arrêté doit également être appliqué, les formules applicables aux éviers de cuisine devant être utilisées (indice « sink » de l'annexe V au présent arrêté).

La consommation finale d'énergie de ponts de puisage desservis par un « combilus » est déterminée selon des spécifications définies par le ministre.

8 Consommation mensuelle d'énergie auxiliaire

Dans ce chapitre, on détermine la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire. La conversion en consommation d'énergie primaire est opérée au § 10.5.

8.1 Consommation d'électricité des ventilateurs affectés à la ventilation et à la circulation

8.1.1 Principe

La consommation d'électricité des ventilateurs affectés à la ventilation et à la circulation de l'air dans l'unité PEN est déterminée comme la somme de trois termes :

- la consommation des ventilateurs dédiés à la ventilation hygiénique ;
- la consommation des ventilateurs dédiés à la ventilation mécanique additionnelle en journée ;
- la consommation des ventilateurs dédiés à la ventilation mécanique additionnelle pendant la nuit.

Chacun de ces termes est le produit du nombre d'heures d'utilisation fixé ci-dessous et de la puissance effective dans lequel on peut incorporer une pondération pour la régulation.

Pour la ventilation hygiénique, la puissance effective est déterminée à l'aide du débit d'air $\dot{V}_{\text{hyg, fct f}}$ utilisé au § 5.6.2.2, à moins que l'on ne démontre, sur la base de la puissance réellement installée des ventilateurs, qu'une valeur inférieure s'applique pour la puissance effective. Pour la ventilation additionnelle, il est indispensable de prendre les débits et puissances réelles, mesurés sur site, comme point de départ.

On calcule la consommation annuelle d'électricité des ventilateurs selon le § 8.1.3. Si la ventilation est entièrement naturelle et qu'il n'y a pas de ventilateurs, la consommation est évidemment égale à zéro.

8.1.2 Consommation d'électricité pour des ventilateurs par partie fonctionnelle à l'aide de valeurs par défaut

En cas de ventilation mécanique additionnelle, la méthode décrite ci-dessous basée sur des valeurs par défaut ne peut être appliquée que si $\dot{V}_{\text{add, fct f}}$ et $\dot{V}_{\text{add m, fct f}}$ n'ont pas été déterminés sur la base de rapports de mesure dans la partie fonctionnelle considérée. Si $\dot{V}_{\text{add, fct f}}$ ou $\dot{V}_{\text{add m, fct f}}$ ont été déterminés sur la base d'un rapport de mesure, la méthode du § 8.1.3 doit toujours être appliquée.

On détermine La valeur par défaut de la consommation mensuelle d'électricité pour des ventilateurs dans une partie fonctionnelle f , $W_{\text{fans, fct f, m}}$, comme suit :

$$\text{Eq. 422} \quad W_{\text{fans, fct f, m}} = P_{\text{def, fct f}} \cdot (f_{\text{fans, hyg, fct f, m}} + f_{\text{V, add m, nightcool, fct f, m}}) \cdot \frac{t_m}{3,6} \quad (\text{kWh})$$

où :

$P_{\text{def, fct f}}$ la puissance effective forfaitaire des ventilateurs de pulsion et/ou d'extraction, telle que déterminée ci-dessous, en W ;

- $f_{fans,hyg,fct f,m}$ la fraction du temps pendant laquelle les ventilateurs sont en service durant le mois considéré pour la ventilation hygiénique de la partie fonctionnelle, déterminée selon le § 8.1.5, (-) ;
- $f_{V,add m,night,cool,fct f,m}$ la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation mécanique additionnelle est en service la nuit dans la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminée selon le § 5.6.3.4.1, (-) ;
- t_m la durée du mois considéré, dérivée du Tableau [1], en Ms.

La valeur par défaut de la puissance effective des ventilateurs, $P_{def,fct f}$, est donnée par :

$$\text{Eq. 95} \quad P_{def,fct f} = C_{sys} \cdot \dot{V}_{hyg,fct f} \quad (\text{W})$$

où :

C_{sys} une constante dépendant du système de ventilation de la partie fonctionnelle f , telle que déterminée ci-dessous, en Wh/m^3 ;

$\dot{V}_{hyg,fct f}$ le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique dans la partie fonctionnelle f , déterminé selon les principes du § 5.6.2.2, en m^3/h .

- Dans le cas d'un système où seule l'extraction est mécanique, on a : $C_{sys} = 0,33 \text{ Wh/m}^3$.
- Dans le cas d'un système où l'alimentation est mécanique, éventuellement en combinaison avec une extraction mécanique, sans pré-refroidissement de l'air de ventilation, on a : $C_{sys} = 0,55 \text{ Wh/m}^3$.
- Dans tous les autres cas, on a : $C_{sys} = 0,85 \text{ Wh/m}^3$.

8.1.3 Consommation d'électricité des ventilateurs

On détermine la consommation mensuelle d'électricité des ventilateurs dans l'unité PEN, $W_{fans,m}$, comme suit :

$$\text{Eq. 93} \quad W_{fans,m} = \sum_f W_{fans,fct f,m} \quad (\text{kWh})$$

où :

$W_{fans,fct f,m}$ la consommation mensuelle d'électricité de tous les ventilateurs desservant la partie fonctionnelle f , en kWh. Pour la détermination, on utilise soit des valeurs forfaitaires, § 8.1.2, soit les puissances réellement installées des moteurs électriques, § 8.1.3. En cas de ventilation mécanique additionnelle, le calcul ne sera accepté que s'il se fonde sur les puissances réellement installées des moteurs électriques, § 8.1.3.

Il convient de faire la somme sur toutes les parties fonctionnelles f de l'unité PEN.

Particularité de la partie fonctionnelle « Enseignement » : la consommation mensuelle d'électricité de tous les ventilateurs, $W_{fans,fct f,m}$, est réputée nulle en juillet et août.

8.1.4 Consommation d'électricité pour des ventilateurs par partie fonctionnelle à l'aide des puissances réellement installées

Dans ce cas, on détermine la consommation mensuelle d'électricité pour des ventilateurs dans une partie fonctionnelle f , $W_{\text{fans}, \text{fct } f, m}$, comme suit :

$$\begin{aligned} W_{\text{fans}, \text{fct } f, m} &= W_{\text{fans}, \text{hyg}, \text{fct } f, m} + W_{\text{fans}, \text{add } m, \text{day}, \text{cool}, \text{fct } f, m} \\ &+ W_{\text{fans}, \text{add } m, \text{night}, \text{cool}, \text{fct } f, m} \end{aligned} \quad (\text{kWh})$$

Eq. 310

où :

$$W_{\text{fans}, \text{hyg}, \text{fct } f, m} = \sum_j \left(\frac{0,8 \cdot f_{\text{ctrl}, j} \cdot f_{\text{fans}, \text{mod}} \cdot P_{\text{instal}, j} \cdot \dot{V}_{\text{hyg}, \text{fct } f, j}}{\dot{V}_{\text{hyg}, j}} \cdot f_{\text{fans}, \text{hyg}, \text{fct } f, m} \cdot \frac{t_m}{3,6} \right)$$

Eq. 311 (kWh)

$$W_{\text{fans}, \text{add } m, \text{day}, \text{cool}, \text{fct } f, m} = \sum_j \left(\frac{0,8 \cdot (1 - f_{\text{ctrl}, j} \cdot f_{\text{fans}, \text{mod}}) \cdot P_{\text{instal}, j} \cdot \dot{V}_{\text{add } m, \text{fct } f, j}}{\dot{V}_{\text{add } m, j}} \cdot f_{\text{fans}, \text{add } m, \text{day}, \text{cool}, \text{fct } f, m} \cdot \frac{t_m}{3,6} \right)$$

Eq. 312 (kWh)

$$W_{\text{fans}, \text{add } m, \text{night}, \text{cool}, \text{fct } f, m} = \sum_j \left(\frac{0,8 \cdot P_{\text{instal}, j} \cdot \dot{V}_{\text{add } m, \text{fct } f, j}}{\dot{V}_{\text{add } m, j}} \cdot f_{\text{fans}, \text{add } m, \text{night}, \text{cool}, \text{fct } f, m} \cdot \frac{t_m}{3,6} \right)$$

Eq. 313 (kWh)

où :

$W_{\text{fans}, \text{hyg}, \text{fct } f, m}$ la consommation mensuelle d'électricité des ventilateurs dédiés à la ventilation hygiénique de la partie fonctionnelle f , en kWh ;

$W_{\text{fans}, \text{add } m, \text{day}, \text{cool}, \text{fct } f, m}$ la consommation mensuelle d'électricité des ventilateurs dédiés à la ventilation mécanique additionnelle en journée dans la partie fonctionnelle f , en kWh ;

$W_{\text{fans}, \text{add } m, \text{night}, \text{cool}, \text{fct } f, m}$ la consommation mensuelle d'électricité des ventilateurs dédiés à la ventilation mécanique additionnelle pendant la nuit dans la partie fonctionnelle f , en kWh ;

$f_{\text{ctrl}, j}$ un facteur de réduction pour la régulation d'un ventilateur j , dérivé du Tableau [52], (-) ;

$f_{\text{fans}, \text{mod}}$ un facteur de réduction pour la régulation de la puissance installée durant le fonctionnement en ventilation hygiénique, telle que déterminée ci-dessous ;

$P_{\text{instal}, j}$ la valeur de calcul de la puissance électrique installée d'un ventilateur j telle que déterminée ci-dessous, en W ;

$\dot{V}_{\text{hyg}, \text{fct } f, j}$ la part du débit de conception à travers le ventilateur j pour la ventilation hygiénique au profit de la partie fonctionnelle f , en m^3/h ;

$\dot{V}_{\text{hyg}, j}$ le débit de conception total à travers le ventilateur j pour la ventilation hygiénique, en m^3/h ;

$f_{fans,hyg,fct f,m}$	la fraction du temps pendant laquelle les ventilateurs sont en service durant le mois considéré pour la ventilation hygiénique, déterminée selon le § 8.1.5, (-) ;
t_m	la durée du mois considéré, dérivée du Tableau [1], en Ms ;
$\dot{V}_{add m,fct f,j}$	la part du débit de conception à travers le ventilateur j pour la ventilation mécanique additionnelle au profit de la partie fonctionnelle f, déterminée sur la base de rapports de mesure conformément aux règles définies par le ministre. En l'absence de ce mesures, la valeur de ce débit est égale à $\dot{V}_{hyg,fct f,j}$, en m ³ /h ;
$\dot{V}_{add m,j}$	le débit de conception total à travers le ventilateur j pour la ventilation mécanique additionnelle, en m ³ /h ;
$f_{V,add m,day,cool,fct f,m}$	la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation mécanique additionnelle est en service en journée dans la partie fonctionnelle f, pour les calculs de refroidissement, déterminée selon le § 5.6.3.3.2, (-) ;
$f_{V,add m,night,cool,fct f,m}$	la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation mécanique additionnelle est en service la nuit dans la partie fonctionnelle f, pour les calculs de refroidissement, déterminée selon le § 5.6.3.4.1, (-).

et où $f_{fans,mod}$ est égal à :

- dans le cas d'une régulation de la vitesse :

$$f_{fans,mod} = \left(\frac{\dot{V}_{hyg,fct f}}{\dot{V}_{add m,fct f}} \right)^{2.5}$$

Eq. 314 (-)

- pour toutes les autres régulations : $f_{AHU}=1$;

Il convient de faire la somme sur tous les ventilateurs j qui desservent la partie fonctionnelle f.

Tableau [52] : Facteur de réduction $f_{ctrl,j}$ pour la régulation des ventilateurs

Type de système de chauffage dans la partie fonctionnelle	Type de régulation		
	Pas de régulation ou régulation par obturation	Régulation par aubage mobile ou régulation des pales	Régulation de la vitesse
<ul style="list-style-type: none"> • Système avec numéro du système 1, 2, 4, 5, 6 ou 8 selon le Tableau [16] • Systèmes avec chauffage local • Systèmes où la température exigée pour l'insufflation d'air est obtenue en mélangeant un flux d'air chauffé et un flux d'air refroidi 	1,00	0,75	0,65

• Système avec numéro du système 3 ou 7 selon le Tableau [16]	1,00	0,65	0,50
---------------------------------------------------------------	------	------	------

Remarque : si l'application du Tableau [52] devait déboucher sur deux valeurs différentes pour le facteur de réduction (parce que les systèmes présents dans les parties fonctionnelles relèvent de plusieurs lignes du tableau), la plus haute des deux valeurs doit être retenue.

Remarque : on ne peut considérer comme telle une régulation du débit d'air volumique que si, pendant que la régulation est en service, le débit d'air volumique minimal exigé par la réglementation pour le renouvellement de l'air est garanti durant la période normale de service.

On détermine la valeur de calcul de la puissance électrique installée de l'une des deux manières suivantes :

- la puissance électrique maximale du moteur électrique, y compris, le cas échéant, le ballast, en W ;
- la puissance électrique maximale de la combinaison moteur électrique-ventilateur, y compris, le cas échéant, le ballast, in W.

En ce qui concerne la définition de la puissance électrique maximale, on se reportera au § 2 de l'annexe V au présent arrêté.

8.1.5 Fraction du temps pendant laquelle les ventilateurs sont en service pour la ventilation hygiénique

La fraction du temps pendant laquelle les ventilateurs sont en service durant le mois considéré pour la ventilation hygiénique, $f_{fans, hyg, fct f, m}$, est déterminée comme :

$$\text{Eq. 97} \quad f_{fans, hyg, fct f, m} = f_{vent, heat, fct f} \quad (-)$$

où :

$f_{vent, heat, fct f}$ la fraction du temps pendant laquelle la ventilation est en service, telle que considérée pour les calculs de chauffage, dérivée du Tableau [7], (-).

8.2 Consommation mensuelle d'énergie pour la distribution

8.2.1 Principe

Dans ce chapitre, on détermine la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique pour la distribution. La conversion en consommation d'énergie primaire est opérée au § 10.5.

8.2.2 Règle de calcul de la consommation d'énergie auxiliaire pour la distribution

8.2.2.1 Règle de calcul générale

On détermine la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique pour la distribution, $W_{aux, dis, m}$, comme suit :

$$\text{Eq. 315 } W_{\text{aux,dis, m}} = \sum_j P_{\text{pump,dis, instal,j}} \cdot \frac{t_{\text{on,dis,j,m}}}{3,6} \quad (\text{kWh})$$

où :

$P_{\text{pump,dis,instal,j}}$ la valeur de la puissance installée d'une pompe j desservant l'unité PEN considérée, telle que déterminée au § 8.2.3, en W ;

$t_{\text{on,dis,j,m}}$ le temps en mode « Marche » mensuel d'une pompe j pour la distribution, tel que déterminé au § 8.2.4, en Ms.

Il convient de faire la somme sur tous les circulateurs j qui desservent l'unité PEN.

8.2.2.2 Exceptions

Les circulateurs de secours sont redondants pour système. Leur consommation d'énergie auxiliaire ne doit donc pas être prise en compte.

8.2.3 Détermination de la puissance installée $P_{\text{pump,dis,instal,j}}$

$P_{\text{pump,dis,instal,j}}$ est la puissance installée du circulateur j , en W, et est déterminée comme suit :

- pour les circulateurs à rotor noyé : la puissance électrique moyenne mesurée à 100 % du débit, dénommée $P_{L,100\%}$, selon le règlement (UE) n° 641/2009 ;
- pour les circulateurs à moteur ventilé dont le moteur électrique est séparé du rotor : la puissance électrique maximale que le moteur électrique peut absorber en service continu, déterminée selon la norme NBN EN 60034-1 pour « duty type S1 ».

À défaut des valeurs du produit, les valeurs par défaut suivantes peuvent être utilisées en fonction du type de distribution :

- en cas de distribution de chaleur :

$$\text{Eq. 316 } P_{\text{pumps,dis,instal,j}} = \text{MAX}(70; 0,3 \cdot \sum_i A_{f,sec i}) \quad (\text{W})$$

où :

$A_{f,sec i}$ la surface d'utilisation du secteur énergétique i , en m².

Il convient de faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i desservis par le circulateur j .

- en cas de distribution de froid :

$$\text{Eq. 317 } P_{\text{pumps,dis,instal,j}} = \text{MAX}(70; 0,3 \cdot \sum_i A_{f,sec i}) \quad (\text{W})$$

où :

$A_{f,sec i}$ la surface d'utilisation du secteur énergétique i , en m².

Il convient de faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i desservis par le circulateur j .

- en cas de distribution d'eau chaude sanitaire (conduite de circulation) :

$$\text{Eq. 318 } P_{\text{pumps,dis,instal},j} = \text{MAX} \left(25; \frac{\Delta p_{\text{pumps}}}{\eta_{\text{pumps}}} \cdot f_{\text{insul,circ } k} \cdot \frac{\sum_l \frac{l_{\text{circ } k,l} \cdot (60 - \theta_{\text{amb,January},l})}{R_{l,l}}}{\rho_W \cdot C_W \cdot \Delta \theta} \right) \quad (\text{W})$$

- en cas de combinaison de distribution d'eau chaude sanitaire et de distribution de chaleur (combilus) :

$$\text{Eq. 319 } P_{\text{pumps,dis,instal},j} = \text{MAX} \left(70; \frac{\Delta p_{\text{pumps}}}{\eta_{\text{pumps}}} \cdot f_{\text{insul,circ } k} \cdot \frac{\sum_l \frac{l_{\text{circ } k,l} \cdot (60 - \theta_{\text{amb,January},l})}{R_{l,l}}}{\rho_W \cdot C_W \cdot \Delta \theta} \right) \quad (\text{W})$$

où :

Δp_{pump}	la hauteur manométrique minimale, en Pa, telle que déterminée ci-dessous ;
η_{pump}	le rendement de la pompe, établi par convention à 0,2, (-) ;
$f_{\text{insul,circ } k}$	un facteur de correction pour prendre en compte l'effet des ponts thermiques sur la résistance thermique des segments de la conduite de circulation k, tel que déterminé au § 9.3.2 de l'annexe V, (-) ;
$l_{\text{circ } k,l}$	la longueur du segment l de la conduite de circulation k, en m ;
$\theta_{\text{amb,January},l}$	la température ambiante moyenne mensuelle du segment de conduite l pour le mois de janvier, en °C, telle que déterminée au § 9.3.2.2 de l'annexe V ;
$R_{l,l}$	la résistance thermique linéaire du segment de conduite l, en m.K/W, déterminée selon le § E.3 de l'annexe ;
ρ_W	la densité de l'eau, en kg/m ³ , établie par convention à 998 kg/m ³ ;
C_W	la capacité thermique spécifique de l'eau, en J/(kg.K), établie par convention à 4182 J/(kg.K) ;
$\Delta \theta$	la différence de température entre le départ et le retour en K, établie par convention à 5 K.

Il convient de faire la somme sur tous les segments l de la conduite de circulation k desservis par le circulateur j.

La hauteur manométrique minimale est donnée par :

$$\text{Eq. 320 } \Delta p_{\text{pump}} = \sum_l l_{\text{circ } k,l} \cdot 300 \quad (\text{Pa})$$

où :

$l_{\text{circ } k,l}$ la longueur du segment l de la conduite de circulation k, en m.

Il convient de faire la somme sur tous les segments l de la conduite de circulation k desservis par le circulateur j.

Si une pompe dessert plusieurs unités PER et/ou PEN, il convient de répartir la puissance de la pompe ($P_{\text{pumps,dis,instal},j}$) proportionnellement entre ces unités PER et/ou PEN sur la base des besoins bruts en énergie totaux des unités respectives. En cas de distribution de chaleur, il convient d'utiliser les besoins bruts en énergie pour le chauffage des locaux. En cas de distribution de froid, il convient d'utiliser les besoins bruts en énergie pour le refroidissement des locaux. En cas de distribution d'eau chaude sanitaire (conduite de circulation) ou pour un

combilus, il convient d'utiliser les besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire.

8.2.4 Détermination du temps en mode « Marche » $t_{on,dis,j,m}$

Le temps en mode « Marche » mensuel du circulateur j , $t_{on,dis,j,m}$, en Ms, est déterminé en fonction du type de distribution comme suit.

- Dans le cas de pompes pour la distribution d'eau chaude sanitaire (conduite de circulation), on a :

$$\text{Eq. 321 } t_{on,dis,j,m} = t_m \quad (\text{Ms})$$

Exception : si la pompe ne dessert que des points de puisage dans une partie fonctionnelle revêtant la fonction « Enseignement », $t_{on,dis,j,m}$ est réputé nul en juillet et août.

- Dans le cas de pompes pour la distribution de chaleur, on a :

$$\text{Eq. 322 } t_{on,dis,j,m} = \max(t_{on,dis,heat,j,m,sec\ i}) \quad (\text{Ms})$$

- Dans le cas de pompes pour la distribution de froid, on a :

$$\text{Eq. 323 } t_{on,dis,j,m} = \max(t_{on,dis,cool,j,m,sec\ i}) \quad (\text{Ms})$$

où :

t_m	la durée du mois considéré, dérivée du Tableau [1], en Ms ;
$t_{on,dis,heat,j,m,sec\ i}$	le temps en mode « Marche » mensuel du circulateur j pour la distribution de chaleur dans le secteur énergétique i , tel que déterminé ci-dessous, en Ms.
$t_{on,dis,cool,j,m,sec\ i}$	le temps en mode « Marche » mensuel du circulateur j pour la distribution de froid dans le secteur énergétique i , tel que déterminé ci-dessous, en Ms.

Le maximum doit être déterminé pour tous les secteurs énergétiques i (de l'unité PEN considérée ou d'autres unités PER ou PEN) desservis par le circulateur j .

On détermine le temps en mode « Marche » mensuel du circulateur j pour la distribution de chaleur dans le secteur énergétique i , $t_{on,dis,heat,j,m,sec\ i}$, comme suit :

- pour un circulateur à rotor noyé avec régulation du circulateur (excepté régulation marche/arrêt) dont l'IEE est connu :

$$\text{Eq. 324 } t_{on,dis,heat,j,m,sec\ i} = \text{MIN}\left(t_{heat,sec\ i,m} \cdot \left(0,6 + 0,625 \cdot \frac{EEI}{0,23}\right); t_m \cdot \frac{1}{2}\right) \quad (\text{Ms})$$

- pour un circulateur à moteur ventilé avec régulation du circulateur (excepté régulation marche/arrêt) :

$$\text{Eq. 325 } t_{on,dis,heat,j,m,sec\ i} = \text{MIN}\left(t_{heat,sec\ i,m}; t_m \cdot \frac{1}{2}\right) \quad (\text{Ms})$$

- pour une pompe avec régulation marche/arrêt ou un circulateur à rotor noyé avec régulation du circulateur dont l'IEE est inconnu :

$$\text{Eq. 326 } t_{\text{on,dis,heat,j,m,sec } i} = t_m \cdot \frac{1}{2} \quad (\text{Ms})$$

- dans tous les autres cas ou si la régulation est inconnue :

$$\text{Eq. 327 } t_{\text{on,dis,heat,j,m,sec } i} = t_m \quad (\text{Ms})$$

où :

$t_{\text{heat,sec } i,m}$ le temps de fonctionnement mensuel conventionnel du système d'émission de chaleur du secteur énergétique i , en Ms, déterminé selon le § D.1 de l'annexe V et en tenant compte des conventions ci-dessous ;

IEE l'indice d'efficacité énergétique, selon le règlement (UE) n° 641/2009, (-) ;

t_m la durée du mois considéré, dérivée du Tableau [1], en Ms.

Exceptions :

- Dans les secteurs énergétiques qui ne comportent que des parties fonctionnelles revêtant la fonction « Enseignement » ou « Locaux techniques », $t_{\text{on,dis,heat,j,m,sec } i}$ est réputé nul en juillet et août.
- Dans les secteurs énergétiques qui ne comportent qu'une partie fonctionnelle revêtant la fonction « Locaux techniques », $t_{\text{on,dis,heat,j,m,sec } i}$ est réputé nul toute l'année.

Pour la détermination de $t_{\text{heat,sec } i,m}$, les conventions supplémentaires s'appliquent aux unités PEN :

$$\text{Eq. 375 } H_{T,\text{sec } i,m} = \sum_f H_{T,\text{heat,fct } f} \quad (\text{W/K})$$

$$\text{Eq. 376 } V_{\text{sec } i} = 3,3 \cdot A_{f,\text{sec } i} \quad (\text{m}^3)$$

où :

$H_{T,\text{heat,fct } f}$ le coefficient de transfert thermique par transmission de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de chauffage, déterminé selon le § 5.5, en W/K ;

$A_{f,\text{sec } i}$ la surface d'utilisation du secteur énergétique i , en m^2 .

On détermine le temps en mode « Marche » mensuel du circulateur j pour la distribution de froid dans le secteur énergétique i , $t_{\text{on,dis,cool,j,m,sec } i}$, comme suit :

- pour un circulateur à rotor noyé avec régulation du circulateur (excepté régulation marche/arrêt) dont l'IEE est connu :

$$\text{Eq. 328 } t_{\text{on,dis,cool,j,m,sec } i} = \text{MIN} \left(t_{\text{cool,sec } i,m} \cdot \left(0,6 + 0,625 \cdot \frac{\text{IEE}}{0,23} \right); t_m \cdot \frac{1}{2} \right) \quad (\text{Ms})$$

- pour un circulateur à moteur ventilé avec régulation du circulateur (excepté régulation marche/arrêt) :

$$\text{Eq. 329 } t_{\text{on,dis,cool,j,m,sec } i} = \text{MIN} \left(t_{\text{cool,sec } i,m}; t_m \cdot \frac{1}{2} \right) \quad (\text{Ms})$$

- pour une pompe avec régulation marche/arrêt ou un circulateur à rotor noyé avec régulation du circulateur dont l'IEE est inconnu :

$$\text{Eq. 330 } t_{\text{on,dis,cool,j,m,sec } i} = t_m \cdot \frac{1}{2} \quad (\text{Ms})$$

- dans tous les autres cas ou si la régulation est inconnue :

$$\text{Eq. 331 } t_{\text{on,dis,cool,j,m,sec } i} = t_m \quad (\text{Ms})$$

où :

$t_{\text{cool,sec } i,m}$ le temps de fonctionnement mensuel conventionnel du système d'émission de froid du secteur énergétique i , en Ms, tel que déterminé ci-dessous ;

IEE l'indice d'efficacité énergétique, selon le règlement (UE) n° 641/2009, (-) ;

t_m la durée du mois considéré, dérivée du Tableau [1], en Ms.

Exceptions :

- Dans les secteurs énergétiques qui ne comportent que des parties fonctionnelles revêtant la fonction « Enseignement » ou « Locaux techniques », $t_{\text{on,dis,cool,j,m,sec } i}$ est réputé nul en juillet et août.
- Dans les secteurs énergétiques qui ne comportent qu'une partie fonctionnelle revêtant la fonction « Locaux techniques », $t_{\text{on,dis,cool,j,m,sec } i}$ est réputé nul toute l'année.

On détermine le temps de fonctionnement mensuel conventionnel du système d'émission de froid, $t_{\text{cool,sec } i,m}$, comme suit :

$$\text{Eq. 332 } t_{\text{cool,sec } i,m} = \frac{\sum_j Q_{\text{cool,gross,sec } j,m}}{\sum_k P_{\text{gen,cool},k} \cdot 1000} \quad (\text{Ms})$$

où :

$Q_{\text{cool,gross,sec } j,m}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique j , tels que déterminés au § 6.2 pour les unités PEN, en MJ. Pour les unités PEN, ces besoins bruts en énergie sont déterminés en disant les les besoins nets en énergie déterminés selon le § 8.5 de l'annexe V par le rendement forfaitaire du système (0,9) ;

$P_{\text{gen,cool},k}$ la puissance nominale du fournisseur de froid k , en kW.

Il faut faire la somme sur tous les fournisseurs de froid k qui desservent le secteur énergétique i et sur tous les secteurs énergétiques j desservis par les (ou au moins l'un des) fournisseurs de froid k du secteur énergétique i .

En ce qui concerne le temps en mode « Marche » des circulateurs, un combilus est une conduite pour la distribution d'eau chaude sanitaire.

8.3 Consommation d'électricité supplémentaire pour les machines frigorifiques

8.3.1 Principe

Dans le cas de machines frigorifiques refroidies par eau, il y a une consommation d'électricité supplémentaire pour le(s) circulateur(s) côté condenseur. Si la machine est raccordée à une tour de refroidissement, il y a une consommation d'électricité supplémentaire pour la pompe de pulvérisation et le ventilateur de la tour de refroidissement. Dans le cas de machines frigorifiques à entraînement thermique, il y a une consommation d'électricité supplémentaire pour le circulateur du liquide absorbant.

La valeur de calcul de la consommation d'électricité supplémentaire pour des machines frigorifiques est déterminée, au choix, selon l'une des deux méthodes suivantes :

- méthode simplifiée (§ 8.3.2) ;
- méthode détaillée (§ 8.3.3).

8.3.2 Méthode simplifiée

8.3.2.1 Règle de calcul

La consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique pour des machines frigorifiques dans l'unité PEN, $W_{aux,cool,m}$, doit être déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 333} \quad W_{aux,cool,m} = W_{aux,pumps,fans,m} + W_{aux,int,m} + W_{electr,gen,m} \quad (\text{kWh})$$

où :

$W_{aux,pumps,fans,m}$ la consommation mensuelle d'électricité du(des) circulateur(s) et ventilateur(s) du côté condenseur, déterminée selon le § 8.3.2.2, en kWh ;

$W_{aux,int,m}$ la consommation mensuelle d'électricité du circulateur du liquide absorbant, déterminée selon le § 8.3.2.3, en kWh ;

$W_{electr,gen,m}$ la consommation mensuelle d'électricité de l'électronique, déterminée selon le § 8.3.2.4, en kWh.

8.3.2.2 Consommation d'électricité du(des) circulateur(s) et ventilateur(s) du côté condenseur

La consommation mensuelle d'électricité du(des) circulateur(s) et ventilateur(s) du côté condenseur, $W_{aux,pumps,fans,m}$, doit être déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 100} \quad W_{aux,pumps,fans,m} = \sum_i W_{aux,pumps,fans,sec\ i,m} \quad (\text{kWh})$$

$$W_{aux,pumps,fans,sec\ i,m} = \frac{0,08}{3,6} \cdot Q_{cool,gross,sec\ i,m} \cdot \left(W_{pumps,fans,pref} \cdot f_{cool,pref} \cdot (1 - f_{cool,m,free,pref}) \cdot \left(\frac{\eta_{gen,cool,m,pref} + 1}{\eta_{gen,cool,m,pref}} \right) + W_{pumps,fans,npref} \cdot (1 - f_{cool,pref}) \cdot (1 - f_{cool,m,free,npref}) \cdot \left(\frac{\eta_{gen,cool,m,npref} + 1}{\eta_{gen,cool,m,npref}} \right) \right)$$

$$\text{Eq. 101} \quad (\text{kWh})$$

où :

$W_{aux,pumps,fans,seci,m}$	la consommation mensuelle d'électricité du(des) circulateur(s) et ventilateur(s) du côté condenseur des machines frigorifiques au profit du secteur énergétique i , en kWh ;
$Q_{cool,gross,seci,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique i , déterminés selon le § 6.2, en MJ ;
$W_{pumps,fans,pref}$	un facteur qui prend en compte le fait que la machine frigorifique préférentielle est raccordée à une tour de refroidissement ou à un échangeur de chaleur sol : - si oui : on considère que $W_{pumps,fans,pref} = 1$; - si non : on considère que $W_{pumps,fans,pref} = 0$;
$W_{pumps,fans,npref}$	un facteur qui prend en compte le fait que la machine frigorifique non préférentielle est raccordée à une tour de refroidissement ou à un échangeur de chaleur sol : - si oui : on considère que $W_{pumps,fans,npref} = 1$; - si non : on considère que $W_{pumps,fans,npref} = 0$;
$f_{cool,pref}$	la fraction moyenne annuelle de la quantité totale de froid fournie par le(s) fournisseur(s) de froid connecté(s) préférentiel(s), déterminée selon le § 7.3.2 (-) ;
$f_{cool,m,free,pref}$	la fraction moyenne mensuelle de l'énergie totale produite par le(s) fournisseur(s) de froid préférentiel(s) en mode free-chilling, déterminée selon le § 7.4, (-) ;
$f_{cool,m,free,npref}$	la fraction moyenne mensuelle de l'énergie totale produite par le(s) fournisseur(s) de froid non préférentiel(s) en mode free-chilling, déterminée selon le § 7.4, (-) ;
$\eta_{gen,cool,m,pref}$	le rendement de production mensuel de la machine frigorifique préférentielle, déterminé selon le § 7.5.2, (-) ;
$\eta_{gen,cool,m,npref}$	le rendement de production mensuel de la machine frigorifique non préférentielle, déterminé selon le § 7.5.2, (-).

Il convient de faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PEN.

8.3.2.3 Consommation d'électricité du circulateur du liquide absorbant

La consommation mensuelle d'électricité du circulateur du liquide absorbant des machines frigorifiques à entraînement thermique au profit du secteur énergétique i , $W_{aux,int,seci,m}$, doit être déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 102} \quad W_{aux,int,m} = \sum_i W_{aux,int,seci,m} \quad (\text{kWh})$$

$$\text{Eq. 103} \quad W_{aux,int,seci,m} = \frac{0,014}{3,6} \cdot Q_{cool,gross,seci,m} \cdot \left(w_{int,pref} \cdot f_{cool,pref} \cdot (1 - f_{cool,m,free,pref}) + w_{int,npref} \cdot (1 - f_{cool,pref}) \cdot (1 - f_{cool,m,free,npref}) \right) \quad (\text{kWh})$$

où :

$W_{aux,int,seci,m}$	la consommation mensuelle d'électricité du circulateur du liquide absorbant des machines frigorifiques à entraînement thermique au profit du secteur énergétique i , en kWh ;
$Q_{cool,gross,seci,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique i , déterminés selon le § 6.2, en MJ ;

$W_{int,pref}$	un facteur qui prend en compte le fait que la machine frigorifique préférentielle est une machine frigorifique à entraînement thermique - si oui : on considère que $W_{int,pref} = 1$; - si non : on considère que $W_{int,pref} = 0$;
$W_{int,npref}$	un facteur qui prend en compte le fait que la machine frigorifique non préférentielle est une machine frigorifique à entraînement thermique - si oui : on considère que $W_{int,npref} = 1$; - si non : on considère que $W_{int,npref} = 0$;
$f_{cool,pref}$	la fraction moyenne annuelle de la quantité totale de froid fournie par le(s) fournisseur(s) de froid connecté(s) préférentiel(s), déterminée selon le § 7.3.2 (-) ;
$f_{cool,m,free,pref}$	la fraction moyenne mensuelle de l'énergie totale produite par le(s) fournisseur(s) de froid préférentiel(s) en mode free-chilling, déterminée selon le § 7.4, (-) ;
$f_{cool,m,free,npref}$	la fraction moyenne mensuelle de l'énergie totale produite par le(s) fournisseur(s) de froid non préférentiel(s) en mode free-chilling, déterminée selon le § 7.4, (-).

Il convient de faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PEN.

8.3.2.4 Consommation d'électricité de l'électronique

La consommation mensuelle d'électricité de l'électronique, $W_{electr,gen,m}$, doit être déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 334 } W_{electr,gen,m} = \sum_j P_{electr,gen,j} \cdot \frac{t_m}{3,6} \quad (\text{kWh})$$

où :

$P_{electr,gen,j}$	la puissance des pertes en veille de l'électronique pour la production, en W. Par appareil de production j , la puissance des pertes en veille est établie à 10 W ;
t_m	la durée du mois considéré, dérivée du Tableau [1], en Ms.

Il convient de faire chaque fois la somme sur tous les producteurs de froid j qui desservent l'unité PEN.

Si un appareil de production dessert plusieurs unités PEN et/ou PER, il convient de répartir la puissance des pertes en veille proportionnellement entre ces unités PEN et/ou PER sur la base des besoins bruts en énergie totaux pour le refroidissement des locaux des unités respectives.

8.3.3 Méthode détaillée

8.3.3.1 Règle de calcul

La consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique pour des machines frigorifiques dans l'unité PEN, $\bar{W}_{aux,cool,m}$, doit être déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 335} \quad \bar{W}_{aux,cool,m} = \bar{W}_{aux,pumps,m} + \bar{W}_{aux,ct,m} + \bar{W}_{aux,int,m} + \bar{W}_{electr,gen,m} \quad (\text{kWh})$$

où :

$\bar{W}_{aux,pumps,m}$	la consommation mensuelle d'électricité du circulateur du côté condenseur, déterminée selon le § 8.3.3.2, en kWh ;
$\bar{W}_{aux,ct,m}$	la consommation mensuelle d'électricité de la tour de refroidissement, déterminée selon le § 8.3.3.3, en kWh ;
$\bar{W}_{aux,int,m}$	la consommation mensuelle d'électricité du circulateur du liquide absorbant, déterminée selon le § 8.3.3.4, en kWh ;
$\bar{W}_{electr,gen,m}$	la consommation mensuelle d'électricité de l'électronique, déterminée selon le § 8.3.3.5, en kWh.

8.3.3.2 Consommation d'électricité du (des) circulateur(s) côté condenseur

La consommation mensuelle d'électricité du (des) circulateur(s) côté condenseur, $\bar{W}_{aux,pumps,m}$, doit être déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 105} \quad \bar{W}_{aux,pumps,m} = \sum_i \bar{W}_{aux,pumps,sec\ i,m} \quad (\text{kWh})$$

$$\bar{W}_{aux,pumps,sec\ i,m} = \frac{0,016}{3,6} \cdot Q_{cool,gross,sec\ i,m} \cdot \left(\begin{array}{l} W_{pumps,pref} \cdot f_{cool,pref} \cdot (1 - f_{cool,m,free,pref}) \cdot \left(\frac{\eta_{gen,cool,m,pref} + 1}{\eta_{gen,cool,m,pref}} \right) \\ + W_{pumps,npref} \cdot (1 - f_{cool,pref}) \cdot (1 - f_{cool,m,free,npref}) \cdot \left(\frac{\eta_{gen,cool,m,npref} + 1}{\eta_{gen,cool,m,npref}} \right) \end{array} \right)$$

$$\text{Eq. 106} \quad (\text{kWh})$$

où :

$\bar{W}_{aux,pumps,sec\ i,m}$	la consommation mensuelle d'électricité du (des) circulateur(s) côté condenseur pour le secteur énergétique i , en kWh ;
$Q_{cool,gross,sec\ i,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique i , déterminés selon le § 6.2, en MJ ;
$f_{cool,pref}$	la fraction moyenne annuelle de la quantité totale de froid fournie par le(s) fournisseur(s) de froid connecté(s) préférentiel(s), déterminée selon le § 7.3.2 (-) ;
$f_{cool,m,free,pref}$	la fraction moyenne mensuelle de l'énergie totale produite par le(s) fournisseur(s) de froid préférentiel(s) en mode free-chilling, déterminée selon le § 7.4, (-) ;
$f_{cool,m,free,npref}$	la fraction moyenne mensuelle de l'énergie totale produite par le(s) fournisseur(s) de froid non préférentiel(s) en mode free-chilling, déterminée selon le § 7.4, (-) ;

$\eta_{gen,cool,m,pref}$	le rendement de production mensuel de la machine frigorifique préférentielle, déterminé selon le § 7.5.2, (-) ;
$\eta_{gen,cool,m,npref}$	le rendement de production mensuel de la machine frigorifique non préférentielle, déterminé selon le § 7.5.2, (-) ;
$W_{pumps,pref}$	un facteur qui prend en compte le fait que la machine frigorifique préférentielle est raccordée à une tour de refroidissement ou à un échangeur de chaleur sol : - si raccordée à une tour de refroidissement et refroidie par eau : on considère que $W_{pumps,pref} = 1$; - si raccordée à un échangeur de chaleur sol (système fermé géo-cooling) et refroidie par eau : on considère que $W_{pumps,pref} = 5$; - dans tous les autres cas : on considère que $W_{pumps,pref} = 0$;
$W_{pumps,npref}$	un facteur qui prend en compte le fait que la machine frigorifique non préférentielle est raccordée à une tour de refroidissement ou à un échangeur de chaleur sol : - si raccordée à une tour de refroidissement et refroidie par eau : on considère que $W_{pumps,npref} = 1$; - si raccordée à une un échangeur de chaleur sol (système fermé géo-cooling) et refroidie par eau : on considère que $W_{pumps,npref} = 5$; - dans tous les autres cas : on considère que $W_{pumps,npref} = 0$.

Il convient de faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PEN.

8.3.3.3 Consommation d'électricité de la (des) tour(s) de refroidissement

La consommation mensuelle d'électricité de la tour de refroidissement, $W_{aux,ct,m}$, doit être déterminée comme suit :

Eq. 107
$$W_{aux,ct,m} = \sum_i W_{aux,ct,sec\ i,m} \quad (\text{kWh})$$

Eq. 108
$$W_{aux,ct,sec\ i,m} = \frac{Q_{cool,gross,sec\ i,m}}{3,6} \cdot \left(W_{ct,pref} \cdot f_{ct,m,pref} \cdot f_{cool,pref} \cdot (1 - f_{cool,m,free,pref}) \cdot \left(\frac{\eta_{gen,cool,m,pref} + 1}{\eta_{gen,cool,m,pref}} \right) + W_{ct,npref} \cdot f_{ct,m,npref} \cdot (1 - f_{cool,pref}) \cdot (1 - f_{cool,m,free,npref}) \cdot \left(\frac{\eta_{gen,cool,m,npref} + 1}{\eta_{gen,cool,m,npref}} \right) \right)$$

 (kWh)

où :

$W_{aux,ct,sec\ i,m}$	la consommation mensuelle d'électricité de la (des) tour(s) de refroidissement au profit du secteur énergétique i , en kWh ;
$Q_{cool,gross,sec\ i,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique i , déterminés selon le § 6.2, en MJ ;
$f_{ct,m,pref}$	le facteur de correction mensuel pour les tours de refroidissement raccordées à la machine frigorifique préférentielle, tel que déterminé ci-dessous ;

$f_{ct,m,npref}$	le facteur de correction mensuel pour les tours de refroidissement raccordées à la machine frigorifique non préférentielle, tel que déterminé ci-dessous ;
$f_{cool,pref}$	la fraction moyenne annuelle de la quantité totale de froid fournie par le(s) fournisseur(s) de froid connecté(s) préférentiel(s), déterminée selon le § 7.3.2 (-) ;
$f_{cool,m,free,pref}$	la fraction moyenne mensuelle de l'énergie totale produite par le(s) fournisseur(s) de froid préférentiel(s) en mode free-chilling, déterminée selon le § 7.4, (-) ;
$f_{cool,m,free,npref}$	la fraction moyenne mensuelle de l'énergie totale produite par le(s) fournisseur(s) de froid non préférentiel(s) en mode free-chilling, déterminée selon le § 7.4, (-) ;
$\eta_{gen,cool,m,pref}$	le rendement de production mensuel de la machine frigorifique préférentielle, déterminé selon le § 7.5.2, (-) ;
$\eta_{gen,cool,m,npref}$	le rendement de production mensuel de la machine frigorifique non préférentielle, déterminé selon le § 7.5.2, (-) ;
$w_{ct,pref}$	un facteur qui prend en compte le fait que la machine frigorifique préférentielle est raccordée à une tour de refroidissement : - si raccordée à une tour de refroidissement : on considère que $w_{ct,pref} = 1$; - dans tous les autres cas : on considère que $w_{ct,pref} = 0$;
$w_{ct,npref}$	un facteur qui prend en compte le fait que la machine frigorifique non préférentielle est raccordée à une tour de refroidissement : - si raccordée à une tour de refroidissement : on considère que $w_{ct,npref} = 1$; - dans tous les autres cas : on considère que $w_{ct,npref} = 0$.

Il convient de faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PEN.

Le facteur de correction mensuel pour les tours de refroidissement raccordées à la machine frigorifique est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 109} \quad f_{ct,m} = C_{ct,1} - C_{ct,2} \cdot \min(\theta_{co,m}, \theta_{co,MAX}) \quad (-)$$

où :

$C_{ct,1}$ $C_{ct,2}$	des facteurs pour la détermination de l'énergie auxiliaire mensuelle pour les tours de refroidissement, selon le Tableau [28], (-) ;
$\theta_{co,m}$	la température de fonctionnement mensuelle du condenseur, déterminée selon le § 7.5.2.3.2, en C ;
$\theta_{co,MAX}$	la température de fonctionnement maximale du condenseur, selon le Tableau [28], en °C.

Tableau [28] : Constantes utilisées pour la calcul de la consommation d'énergie d'une tour de refroidissement

Type de tour de refroidissement	Type de ventilateur	$\theta_{co,MAX}$	$C_{ct,1}$	$C_{ct,2}$
Refroidisseur d'air (=dry-cooler)	Ventilateur à vitesse constante	32	0,100	0,0027
	Ventilateur à deux vitesses	32	0,083	0,0025
	Ventilateur à vitesse variable	32	0,078	0,0024

Tour de refroidissement par voie humide	Ventilateur à vitesse constante	26	0,130	0,0041
	Ventilateur à deux vitesses	26	0,130	0,0047
	Ventilateur à vitesse variable	26	0,130	0,0046

8.3.3.4 Consommation d'électricité du circulateur du liquide absorbant

La consommation mensuelle d'électricité du circulateur du liquide absorbant est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 110} \quad W_{\text{aux,int,m}} = \sum_i W_{\text{aux,int,seci,m}} \quad (\text{kWh})$$

$$\text{Eq. 111} \quad W_{\text{aux,int,seci,m}} = \frac{0,46}{3,6} \cdot Q_{\text{cool,gross,seci,m}} \cdot \left[w_{\text{int,pref}} \cdot f_{\text{cool,pref}} \cdot (1 - f_{\text{cool,m,free,pref}}) \cdot (\max(320, P_{\text{gen,pref}}))^{-0,606} \right. \\ \left. + w_{\text{int,npref}} \cdot (1 - f_{\text{cool,pref}}) \cdot (1 - f_{\text{cool,m,free,npref}}) \cdot (\max(320, P_{\text{gen,npref}}))^{-0,606} \right] \quad (\text{kWh})$$

où :

$W_{\text{aux,int,seci,m}}$	la consommation mensuelle d'électricité du circulateur du liquide absorbant pour le secteur énergétique i , en kWh ;
$P_{\text{gen,pref}}$	la puissance nominale de la machine frigorifique à entraînement thermique préférentielle, déterminée selon le paragraphe « Rated Full Load Performance » de la norme norme ARI 560-2000, en kW ;
$P_{\text{gen,npref}}$	la puissance nominale de la machine frigorifique à entraînement thermique non préférentielle, déterminée selon le paragraphe « Rated Full Load Performance » de la norme norme ARI 560-2000, en kW ;
$Q_{\text{cool,gross,seci,m}}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique i , déterminés selon le § 6.2, en MJ ;
$w_{\text{int,pref}}$	un facteur qui prend en compte le fait que le fournisseur de froid préférentiel est une machine frigorifique à entraînement thermique - si oui : on considère que $w_{\text{int,pref}} = 1$; - si non : on considère que $w_{\text{int,pref}} = 0$;
$w_{\text{int,npref}}$	un facteur qui prend en compte le fait que le fournisseur de froid non préférentiel est une machine frigorifique à entraînement thermique - si oui : on considère que $w_{\text{int,npref}} = 1$; - si non : on considère que $w_{\text{int,npref}} = 0$.

Il convient de faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PEN.

8.3.3.5 Consommation d'électricité de l'électronique

La consommation mensuelle d'électricité de l'électronique, $W_{\text{electr,gen,m}}$, doit être déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 336} \quad W_{\text{electr,gen,m}} = \sum_j P_{\text{electr,gen,j}} \cdot \frac{t_m}{3,6} \quad (\text{kWh})$$

où :

$P_{\text{electr,gen,j}}$	la puissance des pertes en veille de l'électronique pour la production, en W. Par appareil de production j , la puissance des pertes en veille est établie à 10 W ;
t_m	la durée du mois considéré, dérivée du Tableau [1], en Ms.

Il convient de faire chaque fois la somme sur tous les producteurs de froid j qui desservent l'unité PEN.

Si un appareil de production dessert plusieurs unités PEN et/ou PER, il convient de répartir la puissance des pertes en veille proportionnellement entre ces unités PEN et/ou PER sur la base des besoins bruts en énergie totaux pour le refroidissement des locaux des unités respectives.

8.4 Consommation d'électricité supplémentaire pour le free-chilling

Un fournisseur de froid fonctionnant en mode free-chilling ne consomme de l'énergie que pour les pompes et/ou tours de refroidissement. On détermine la consommation d'électricité pour le free-chilling comme suit :

$$\text{Eq. 112} \quad W_{\text{aux,free,m}} = W_{\text{aux,pumps,free,m}} + W_{\text{aux,ct,free,m}} \quad (\text{kWh})$$

où :

$W_{\text{aux,pumps,free,m}}$ la consommation mensuelle d'électricité du (des) circulateur(s) côté condenseur du fournisseur de froid fonctionnant en mode free-chilling, en kWh ;

$W_{\text{aux,ct,free,m}}$ la consommation mensuelle d'électricité de la tour de refroidissement fonctionnant en mode free-chilling, en kWh.

On détermine la consommation d'électricité du (des) circulateur(s) côté condenseur comme suit :

$$\text{Eq. 113} \quad W_{\text{aux,pumps,free,m}} = \sum_i W_{\text{aux,pumps,free,seci,m}} \quad (\text{kWh})$$

$$W_{\text{aux,pumps,free,seci,m}} = \frac{0,052}{3,6} \cdot Q_{\text{cool,gross,seci,m}}$$

$$\text{Eq. 114} \quad \left(W_{\text{pumps,free,pref}} \cdot f_{\text{cool,pref}} \cdot f_{\text{cool,m,free,pref}} + W_{\text{pumps,free,npref}} \cdot (1 - f_{\text{cool,pref}}) \cdot f_{\text{cool,m,free,npref}} \right) \quad (\text{kWh})$$

où :

$W_{\text{aux,pumps,free,seci,m}}$ la consommation mensuelle d'électricité des circulateurs du secteur énergétique i côté condenseur du fournisseur de froid fonctionnant en mode free-chilling, en kWh ;

$Q_{\text{cool,gross,seci,m}}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique i , déterminés selon le § 6.2, en MJ ;

$f_{\text{cool,pref}}$ la fraction moyenne annuelle de la quantité totale de froid fournie par le(s) fournisseur(s) de froid connecté(s) préférentiel(s), déterminée selon le § 7.3.2 (-) ;

$f_{\text{cool,m,free,pref}}$ la fraction moyenne mensuelle de l'énergie totale produite par le(s) fournisseur(s) de froid préférentiel(s) en mode free-chilling, déterminée selon le § 7.4, (-) ;

$f_{\text{cool,m,free,npref}}$ la fraction moyenne mensuelle de l'énergie totale produite par le(s) fournisseur(s) de froid non préférentiel(s) en mode free-chilling, déterminée selon le § 7.4, (-) ;

$W_{\text{pumps,free,pref}}$ un facteur qui prend en compte le fait que le fournisseur de froid préférentiel fonctionne en mode free-chilling ;

- si oui :
- si free-chilling par air, on considère que $w_{pumps,free,pref} = 1$;
 - si géo-cooling/système fermé ou géo-cooling/système ouvert, on considère que $w_{pumps,free,pref} = 1,54$;
- si non : on considère que $w_{pumps,free,pref} = 0$;
- $w_{pumps,free,npref}$ un facteur qui prend en compte le fait que le fournisseur de froid non préférentiel fonctionne en mode free-chilling :
- si oui :
 - si free-chilling par air, on considère que $w_{pumps,free,npref} = 1$;
 - si géo-cooling/système fermé ou géo-cooling/système ouvert, on considère que $w_{pumps,free,npref} = 1,54$; - si non : on considère que $w_{pumps,free,npref} = 0$.

Il convient de faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PEN.

On détermine la consommation d'électricité de la tour de refroidissement comme suit :

$$\text{Eq. 115} \quad W_{aux,ct,free,m} = \sum_i W_{aux,ct,free,sec\ i,m} \quad (\text{kWh})$$

$$\text{Eq. 116} \quad W_{aux,ct,free,sec\ i,m} = \frac{(0,10 + 0,003 \cdot \theta_{ev})}{3,6} \cdot Q_{cool,gross,sec\ i,m} \cdot \left(\begin{array}{l} w_{ct,pref} \cdot f_{cool,pref} \cdot f_{cool,m,free,pref} \\ + w_{ct,npref} \cdot (1 - f_{cool,pref}) \cdot f_{cool,m,free,npref} \end{array} \right) \quad (\text{kWh})$$

où :

- $w_{aux,ct,free,sec\ i,m}$ la consommation mensuelle d'électricité de la tour de refroidissement du secteur énergétique i fonctionnant en mode free-chilling, en kWh ;
- $Q_{cool,gross,sec\ i,m}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique i , déterminés selon le § 6.2, en MJ ;
- θ_{ev} la température de fonctionnement de l'évaporateur, déterminée selon le § 7.5.2.3.3, en °C.
- $f_{cool,pref}$ la fraction moyenne annuelle de la quantité totale de froid fournie par le(s) fournisseur(s) de froid connecté(s) préférentiel(s), déterminée selon le § 7.3.2 (-) ;
- $f_{cool,m,free,pref}$ la fraction moyenne mensuelle de l'énergie totale produite par le(s) fournisseur(s) de froid préférentiel(s) en mode free-chilling, déterminée selon le § 7.4, (-) ;
- $f_{cool,m,free,npref}$ la fraction moyenne mensuelle de l'énergie totale produite par le(s) fournisseur(s) de froid non préférentiel(s) en mode free-chilling, déterminée selon le § 7.4, (-) ;
- $w_{ct,pref}$ un facteur qui prend en compte le fait que la machine frigorifique préférentielle est raccordée à une tour de refroidissement :
- si oui, on considère que $w_{ct,pref} = 1$;
 - si non, on considère que $w_{ct,pref} = 0$;

$W_{ct,npref}$ un facteur qui prend en compte le fait que la machine frigorifique non préférentielle est raccordée à une tour de refroidissement :

- si oui, on considère que $W_{ct,npref} = 1$;
- si non, on considère que $W_{ct,npref} = 0$.

Il convient de faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PEN.

8.5 Consommation d'énergie auxiliaire électrique pour la production de chaleur

8.5.1 Principe

Dans ce chapitre, on détermine la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique des fonctions auxiliaires pour la production de chaleur. La conversion en consommation d'énergie primaire est opérée au § 10.5.

8.5.2 Règle de calcul de la consommation d'énergie auxiliaire électrique pour la production de chaleur

8.5.2.1 Règle de calcul générale

On détermine la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique pour la production dans l'unité PEN, $W_{aux,gen,m}$, comme suit :

$$\text{Eq. 337 } W_{aux,gen,m} = W_{throttle/fans, gen,m} + W_{ct,gen, m} + W_{electr,gen, m} \quad (\text{kWh})$$

où :

$W_{throttle/fans,gen,m}$ la consommation mensuelle d'électricité des vannes gaz et/ou ventilateurs pour la production de chaleur de l'unité PEN considérée, déterminée selon le § 8.5.2.2, en kWh ;

$W_{ct,gen,m}$ la consommation mensuelle d'électricité de la (des) tour(s) de refroidissement reliée(s) aux producteurs de chaleur, déterminée selon le § 8.5.2.3, en kWh ;

$W_{electr,gen,m}$ la consommation mensuelle d'électricité pour l'électronique de l'unité PEN considérée, déterminée selon le § 8.5.2.4, en kWh.

8.5.2.2 Consommation d'électricité des vannes gaz et/ou ventilateurs

8.5.2.2.1 Règle de calcul générale

$W_{throttle/fans,gen,m}$ est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 338 } W_{throttle/fans,gen,m} = \sum_j P_{throttle/fans,gen,spec} \cdot P_{throttle/fans,gen,j} \cdot \frac{t_{on,gen,j,m}}{3,6} \quad (\text{kWh})$$

où :

$P_{throttle/fans,gen,spec}$ la puissance spécifique pour la production des producteurs dotés d'un ventilateur et/ou d'une vanne gaz, établie à 1 W/kW ;

$P_{throttle/fans,gen,j}$ la puissance nominale de l'appareil de production j , en kW ;

$t_{on,gen,j,m}$ le temps en mode « Marche » mensuel de la vanne gaz et/du ventilateur desservant l'appareil de production j , tel que déterminé au § 8.5.2.2.2, en Ms.

Il convient de faire chaque fois la somme sur tous les appareils de production j qui desservent l'unité PEN et qui utilisent une vanne gaz et/ou un ventilateur.

Si un appareil de production dessert plusieurs unités PER et/ou PEN, il convient de répartir, dans la formule Eq. 338, la puissance nominale de l'appareil de production proportionnellement entre ces unités PER et/ou PEN sur la base des besoins bruts en énergie totaux des unités respectives. Si l'appareil de production sert uniquement au chauffage des locaux, il convient d'utiliser les besoins bruts en énergie pour le chauffage. Si l'appareil de production sert uniquement à la production d'eau chaude sanitaire, il convient d'utiliser les besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire. Si l'appareil de production sert aux deux, il convient d'utiliser la somme des besoins bruts en énergie pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire.

En ce qui concerne les appareils de production pour l'eau chaude sanitaire dont les rendements de production et de stockage sont calculés selon le § 10.3.3.4.1 de l'annexe V et en ce qui concerne les appareils de production pour le chauffage des locaux dont le rendement de production est calculé selon le § 10.2.3.3, le § 10.2.3.4.2 ou le § 10.2.3.4.3 de l'annexe V, la consommation d'énergie auxiliaire électrique pour la production de chaleur est déjà prise en compte de sorte qu'il n'y a pas lieu de prendre ces appareils en considération dans l'Eq. 338.

L'éventuelle consommation d'énergie auxiliaire des appareils de chauffage locaux, à l'exception des poêles à pellets d'une puissance nominale de 50 kW maximum, des poêles au charbon et des poêles à bois qui ne sont pas des poêles à pellets, dont le rendement de production a été déterminé selon le § 10.2.3.2.4 de l'annexe V, a déjà été prise en considération dans le rendement de production et ne doit dès lors plus être comptabilisée dans l'Eq. 338.

8.5.2.2.2 Détermination du temps en mode « Marche » $t_{on,gen,j,m}$

$t_{on,gen,j,m}$ est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 339 } t_{on,gen,j,m} = \text{MIN} \left(t_m ; \frac{\left(\sum_i Q_{heat,gross,sec\ i,m} + \sum_k Q_{water,bath\ k,gross,m} + \sum_k Q_{water,sink\ k,gross,m} \right) + \sum_k Q_{water,other\ k,gross,m} + \sum_l Q_{hum,net,l} + \sum_o \sum_n \frac{Q_{cool,gross,sec\ n,m}}{EER_{nom,o}}}{P_{throttle/fans,gen,j} \cdot 1000} \right) \quad (\text{Ms})$$

où :

- t_m la durée du mois considéré, dérivée du Tableau [1], en Ms ;
- $Q_{heat,gross,sec\ i,m}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i , déterminés selon le § 9.2.1 de l'annexe V pour les unités PER et selon le § 6.2 de la présente pour les unités PEN, en MJ, dans la mesure où ils sont couverts par l'appareil de production j conformément au § 10.2.2 de l'annexe V (pour les unités PER) ou au § 7.2.1 de la présente annexe (pour les unités PEN) ;
- $Q_{water,bath\ k,gross,m}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou baignoire k , déterminés selon le § 9.3.1 de l'annexe V pour les unités PER et selon le § 6.5 de la présente annexe pour les unités PEN, en MJ, dans la mesure où ils sont couverts par l'appareil de production j conformément au § 10.3.2 de l'annexe V (pour les unités PER) ou au § 7.6 de la présente annexe (pour les unités PEN) ;
- $Q_{water,sink\ k,gross,m}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine k , déterminés selon le § 9.3.1 de l'annexe V pour les unités PER et selon le § 6.5 de la présente annexe pour les unités PEN, en MJ, dans la mesure où

	ils sont couverts par l'appareil de production j conformément au § 10.3.2 de l'annexe V (pour les unités PER) ou au § 7.6 de la présente annexe (pour les unités PEN) ;
$Q_{\text{water,other } k, \text{gross}, m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un autre point de puisage k d'eau chaude, déterminés selon le § 6.5, en MJ, dans la mesure où ils sont couverts par l'appareil de production j conformément au § 7.6 ;
$Q_{\text{hum,net}, l, m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification d'un humidificateur l, déterminés selon le § 5.10, en MJ, dans la mesure où ils sont couverts par l'appareil de production j conformément au § 7.2.1 ;
$Q_{\text{cool,gross,sec } n, m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique n desservi par la machine frigorifique à entraînement thermique, déterminés selon le § 6.2, en MJ, dans la mesure où ils sont couverts par la machine frigorifique à entraînement thermique o conformément au § 7.2.2 et dans la mesure où la chaleur est fournie à la machine frigorifique à entraînement thermique o par l'appareil de production j conformément au § 7.2.1 ;
$EER_{\text{nom}, o}$	le coefficient de performance (Energy Efficiency Ratio) de la machine frigorifique à entraînement thermique o, déterminé conformément au § 7.5.2, (-) ;
$P_{\text{throttle/fans,gen}, j}$	la puissance nominale de l'appareil de production j, en kW.

Il faut faire la somme sur :

- tous les secteurs énergétiques i (de l'unité PEN correspondante ou d'autres unités PER ou PEN) desservis par l'appareil de production j ;
- toutes les douches ou baignoires k (de l'unité PEN correspondante ou d'autres unités PER ou PEN) desservies par l'appareil de production j ;
- tous les éviers de cuisine k (de l'unité PEN correspondante ou d'autres unités PER ou PEN) desservis par l'appareil de production j ;
- tous les éviers de cuisine k (de l'unité PEN correspondante ou d'autres unités PEN) desservis par l'appareil de production j ;
- tous les humidificateurs l (de l'unité PEN correspondante ou d'autres unités PEN) desservis par l'appareil de production j ;
- tous les secteurs énergétiques n (de l'unité PEN correspondante ou d'autres unités PEN) desservis par la machine frigorifique à entraînement thermique o et sur toutes les machines frigorifiques à entraînement thermique o desservies par l'appareil de production j.

8.5.2.3 Consommation d'électricité de la (des) tour(s) de refroidissement reliée(s) aux producteurs de chaleur

La consommation mensuelle d'électricité de la (des) tour(s) de refroidissement reliée(s) aux producteurs de chaleur, $W_{\text{ct,gen}, m}$, doit être déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 340} \quad W_{\text{ct,gen}, m} = \sum_i W_{\text{ct,gen,seci}, m} \quad (\text{kWh})$$

$$W_{ct, gen, seci, m} = \frac{Q_{heat, gross, sec, i, m}}{3,6} \cdot \left(W_{ct, pref} \cdot f_{ct, m, pref} \cdot f_{heat, m, pref} \cdot \left(\frac{\eta_{gen, heat, m, pref} - 1}{\eta_{gen, heat, m, pref}} \right) + \sum_k W_{ct, npref k} \cdot f_{ct, m, npref k} \cdot f_{heat, m, npref k} \cdot \left(\frac{\eta_{gen, heat, m, npref k} - 1}{\eta_{gen, heat, m, npref k}} \right) \right)$$

Eq. 341

(kWh)

où :

$W_{ct, gen, seci, m}$	la consommation mensuelle d'électricité de la (des) tour(s) de refroidissement pour la production de chaleur au profit du secteur énergétique i , en kWh ;
$Q_{heat, gross, seci, m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i , déterminés selon le § 6.2, en MJ ;
$f_{ct, m, pref}$	le facteur de correction mensuel pour les tours de refroidissement raccordées au producteur de chaleur préférentiel, tel que déterminé ci-dessous ;
$f_{ct, m, npref k}$	le facteur de correction mensuel pour les tours de refroidissement raccordées au producteur de chaleur non préférentiel k , tel que déterminé ci-dessous ;
$f_{heat, m, pref}$	la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteur(s) de chaleur connecté(s) préférentiel(s), telle que déterminée au § 7.3.1 (-) ;
$f_{heat, m, npref k}$	la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k , telle que déterminée au § 7.3.1, (-) ;
$\eta_{gen, heat, pref}$	le rendement de production mensuel du (des) producteurs(s) de chaleur préférentiel(s), déterminé selon le § 7.5.1, (-) ;
$\eta_{gen, heat, m, npref k}$	le rendement de production mensuel du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k , déterminé selon le § 7.5.1, (-) ;
$W_{ct, pref}$	un facteur qui prend en compte le fait que le producteur de chaleur préférentiel est raccordé à une tour de refroidissement : - si raccordé à une tour de refroidissement : $W_{ct, pref} = 1$; - dans tous les autres cas : $W_{ct, pref} = 0$;
$W_{ct, npref k}$	un facteur qui prend en compte le fait que le producteur de chaleur non préférentiel k est raccordé à une tour de refroidissement : - si raccordé à une tour de refroidissement : $W_{ct, npref k} = 1$; - dans tous les autres cas : $W_{ct, npref k} = 0$.

Il faut faire la somme sur tous les producteurs non préférentiels k qui desservent le secteur énergétique i et sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PEN.

Le facteur de correction mensuel pour les tours de refroidissement raccordées au producteur de chaleur est déterminé comme au in § 8.3.3.

8.5.2.4 Consommation d'électricité de l'électronique

La consommation mensuelle d'électricité de l'électronique de l'unité PEN considérée, $W_{electr, gen, m}$, doit être déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 342 } W_{\text{electr,gen, m}} = \sum_j P_{\text{electr,gen, j}} \cdot \frac{t_m}{3,6} \quad (\text{kWh})$$

où :

$P_{\text{electr,gen, j}}$ la puissance des pertes en veille de l'électronique pour la production, en W. Par appareil de production j , la puissance des pertes en veille est établie à 10 W ;

t_m la durée du mois considéré, dérivée du Tableau [1], en Ms.

Il convient de faire chaque fois la somme sur tous les appareils de production j qui desservent l'unité PEN.

Si un appareil de production dessert plusieurs unités PER et/ou PEN, il convient de répartir la puissance des pertes en veille proportionnellement entre ces unités PER et/ou PEN sur la base des besoins bruts en énergie totaux des unités respectives. Si l'appareil de production sert uniquement au chauffage des locaux, il convient d'utiliser les besoins bruts en énergie pour le chauffage. Si l'appareil de production sert uniquement à la production d'eau chaude sanitaire, il convient d'utiliser les besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire. Si l'appareil de production sert aux deux, il convient d'utiliser la somme des besoins bruts en énergie pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire.

Si l'appareil de production sert à l'humidification d'une ou de plusieurs unités PEN, il convient d'ajouter à chaque fois, lors de l'application de la règle de répartition ci-dessus, les besoins bruts en énergie pour l'humidification des unités PEN desservies aux besoins bruts en énergie pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire.

Si l'appareil de production fournit de la chaleur à une machine frigorifique à entraînement thermique qui dessert une ou plusieurs unités PER, il convient d'ajouter à chaque fois, lors de l'application de la règle de répartition ci-dessus, la chaleur fournie à la machine frigorifique à entraînement thermique et nécessaire pour couvrir la demande de froid des unités PEN desservies aux besoins bruts en énergie pour le chauffage et/ou la production d'eau chaude sanitaire et/ou l'humidification. Pour chaque unité PEN desservie, la chaleur fournie à la machine frigorifique à entraînement thermique est déterminée en divisant la contribution de la machine frigorifique à entraînement thermique aux besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement des locaux, $Q_{\text{cool,gross}}$, par le coefficient de performance de la machine frigorifique à entraînement thermique, EER_{nom} .

En ce qui concerne les appareils de production pour l'eau chaude sanitaire dont les rendements de production et de stockage sont calculés selon le § 10.3.3.4.1 de l'annexe V et en ce qui concerne les appareils de production pour le chauffage des locaux dont le rendement de production est calculé selon le § 10.2.3.3, le § 10.2.3.4.2 ou le § 10.2.3.4.3 de l'annexe V, la consommation d'énergie auxiliaire électrique pour la production de chaleur est déjà prise en compte de sorte qu'il n'y a pas lieu de prendre ces appareils en considération dans l'Eq. 342.

L'éventuelle consommation d'énergie auxiliaire des appareils de chauffage locaux, à l'exception des poêles à pellets d'une puissance nominale de 50 kW maximum, des poêles au charbon et des poêles à bois qui ne sont pas des poêles à pellets, dont le rendement de production a été déterminé selon le § 10.2.3.2.4 de l'annexe V, a déjà été prise en considération dans le rendement de production et ne doit dès lors plus être comptabilisée dans l'Eq. 342.

8.6 Consommation d'énergie pour le pré-refroidissement de l'air de ventilation

La consommation mensuelle d'électricité pour le pré-refroidissement de l'air de ventilation est donnée par :

$$\text{Eq. 118} \quad \dot{W}_{\text{aux,precool,m}} = \dot{W}_{\text{soil/water,m}} + \dot{W}_{\text{evap,m}} \quad (\text{kWh})$$

où :

$\dot{W}_{\text{soil/water,m}}$ la consommation mensuelle d'électricité de l'échangeur de chaleur sol-eau, telle que déterminée au § 8.6.1, en kWh ;

$\dot{W}_{\text{evap,m}}$ la consommation mensuelle d'électricité pour le refroidissement par évaporation, telle que déterminée au § 8.6.2, en kWh.

Pour d'autres technologies, $\dot{W}_{\text{aux,precool,m}}$ doit être déterminée selon des règles préalablement définies par le ministre.

8.6.1 Consommation d'électricité de l'échangeur de chaleur sol-eau

On détermine la consommation mensuelle d'électricité de l'échangeur de chaleur sol-eau au moyen de la formule ci-dessous.

$$\dot{W}_{\text{soil/water,m}} = 0,278 \cdot t_m \cdot w_{\text{soil/water,m}}$$

$$\text{Eq. 343} \quad w_{\text{soil/water,m}} = \left(\begin{aligned} & f_{\text{vent,cool,max}} \cdot \frac{\dot{V}_w}{3600} \cdot f \cdot \frac{L_{\text{tube}}}{D_{\text{tube}}} \cdot 500 \cdot \left(\frac{\dot{V}_w}{3600 \cdot n_{\text{tube}} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_{\text{tube}}^2} \right)^2 \\ & + 150 \cdot \frac{\sum_f \left((f_{\text{vent,cool,fct f}} - f_{\text{V,addm,day,cool,fctf;m}}) \cdot \dot{V}_{\text{hyg,fct f}} \right.}{3600} \\ & \left. + f_{\text{V,addm,day,cool,fctf;m}} \cdot \dot{V}_{\text{add,fct f}} \right) \end{aligned} \right) \quad (\text{kWh})$$

où :

t_m la longueur du mois considéré, en Ms, dérivée du Tableau [1] ;

$f_{\text{vent,cool,fct f}}$ la fraction du temps pendant laquelle la ventilation est en service, pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [7], (-) ;

$f_{\text{vent,cool,max}}$ la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle l'échangeur de chaleur sol-eau est en service, égale au maximum des valeurs respectives de $f_{\text{vent,cool,fct f}}$, telle que déterminée ci-dessus, (-) ;

$f_{\text{V,addm,day,cool,fct f,m}}$ la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation mécanique additionnelle est en service en journée dans la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminée selon le § 5.6.3.3.2, (-) ;

$w_{\text{soil/water,m}}$ un facteur mensuel qui prend en compte le temps de fonctionnement de l'échangeur de chaleur sol-eau, déterminé selon le § B.2.1, (-) ;

\dot{V}_w le débit d'eau à travers l'échangeur de chaleur sol-eau, en m^3/h ;

$$\text{Eq. 120 Si } Re < 2300 : f = \frac{64}{Re}$$

Dans tous les autres cas : $f = (1,58 \cdot \ln(Re) - 3,28)^{-2}$, (-)

où :

Re le nombre de Reynolds déterminé selon le § B.2, (-) ;

D_{tube} le diamètre intérieur du conduit enterré, en m ;

L_{tube} la longueur du conduit enterré, en m ;

n_{tube} le nombre de conduits en parallèle, (-) ;

$\dot{V}_{\text{hyg, fct } f}$ le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique qui est pré-refroidi par l'échangeur de chaleur sol-eau dans la partie fonctionnelle f, en m^3/h , déterminé selon les principes du § 5.6.2.2 ;

$\dot{V}_{\text{add m, fct } f}$ le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation mécanique additionnelle dans la partie fonctionnelle f, en m^3/h . La valeur par défaut est égale au débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique. D'autres valeurs peuvent être prises en compte sur la base de rapports de mesure conformément aux règles définies par le ministre.

Il convient de faire la somme sur toutes les parties fonctionnelles f de la zone de ventilation z.

8.6.2 Consommation d'électricité pour le refroidissement par évaporation

On détermine la consommation mensuelle d'électricité pour le refroidissement par évaporation comme suit :

$$W_{\text{evap, m}} = 0,278 \cdot t_m \cdot w_{\text{evap, m}} \cdot 250 \cdot \frac{\sum_f \left((f_{\text{vent, cool, fct } f} - f_{V, \text{add m, day, cool, fct } f, m}) \cdot \dot{V}_{\text{hyg, fct } f} \right) + f_{V, \text{add m, day, cool, fct } f, m} \cdot \dot{V}_{\text{add m, fct } f}}{3600} \quad (\text{kWh})$$

Eq. 344

où :

t_m la longueur du mois considéré, en Ms, dérivée du Tableau [1] ;

$w_{\text{evap, m}}$ un facteur mensuel qui prend en compte le temps de fonctionnement du refroidissement par évaporation, déterminé selon le § B.3.1, (-) ;

$f_{\text{vent, cool, fct } f}$ la fraction du temps pendant laquelle la ventilation est en service, pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f, dérivée du Tableau [7], (-) ;

$f_{V, \text{add m, day, cool, fct } f, m}$ la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation mécanique additionnelle est en service en journée

dans la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminée selon le § 5.6.3.3.2, (-) ;

$\dot{V}_{\text{hyg, fct } f}$

le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique qui est pré-refroidi par l'échangeur de chaleur sol-air dans la partie fonctionnelle f , en m^3/h , déterminé selon les principes du § 5.6.2.2 ;

$\dot{V}_{\text{add m, fct } f}$

le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation mécanique additionnelle dans la partie fonctionnelle f , en m^3/h . La valeur par défaut est égale au débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique. D'autres valeurs peuvent être prises en compte sur la base de rapports de mesure conformément aux règles définies par le ministre.

Il convient de faire la somme sur toutes les parties fonctionnelles f de la zone de ventilation z .

9 Consommation d'énergie pour l'éclairage

9.1 Principe

Dans ce chapitre, on détermine, d'une part, la variable auxiliaire adimensionnelle $L_{rm\ r}$ et, d'autre part, la consommation d'électricité conventionnelle pour l'éclairage (qui sera convertie en consommation d'énergie primaire au § 10.6).

Seul l'éclairage fixe à l'intérieur de l'unité PEN est obligatoirement pris en compte. L'éclairage « indépendants » (on entend par là les appareils indépendants que l'utilisateur branche sur le réseau électrique en insérant une fiche dans une prise, p. ex. luminaires sur pied, les lampes de bureau, certaines lampes fixées au cadre de tableaux, etc.) peut, si on le souhaite, être volontairement pris en compte sur une base volontaire, mais peut également être ignoré.

Exemples d'éclairage en dehors de l'unité PEN (selon le bâtiment en question) :

- éclairage extérieur ;
- éclairage intérieur dans des espaces situés en dehors du volume protégé ;
- éclairage dans des parties du bâtiment affectées au logement ;
- éclairage dans d'autres espaces situés à l'intérieur du volume protégé pour lesquels il ne faut pas effectuer de calcul PEN.

À l'intérieur de l'unité PEN, les formes d'éclairage suivantes ne sont pas considérées :

- les lampes qui éclairent les indicateurs d'issues de secours (et qui restent souvent allumées en permanence) ;
- l'éclairage de secours (dans la mesure où il ne s'allume qu'en cas d'urgence) ;
- l'éclairage des cabines et cages d'ascenseur.

La consommation des batteries présentes dans les systèmes d'éclairage (p. ex. dans les interrupteurs sans fil) n'est pas prise en considération pour la détermination du niveau E_{EPNR} .

On choisit, par partie fonctionnelle, la méthode de calcul de la variable auxiliaire adimensionnelle $L_{rm\ r}$ de tous les espaces et de la consommation d'électricité pour l'éclairage :

- soit à l'aide des valeurs par défaut (§ 9.2) ;
- soit à l'aide des données détaillées de l'installation d'éclairage en prenant en considération les facteurs suivants (§ 9.3) :
 - le flux lumineux des lampes et les caractéristiques photométriques du luminaire ;
 - la puissance des lampes installées, y compris les ballasts, et la puissance d'éventuels capteurs et éléments de contrôle ;
 - le type de contrôle ;
 - la présence éventuelle d'une zone éclairée naturellement avec contrôle adapté.

9.1.1 Variable auxiliaire adimensionnelle $L_{rm\ r}$

La variable auxiliaire adimensionnelle $L_{rm\ r}$ est une mesure approximative du niveau d'éclairement moyen. Elle détermine, avec d'autres paramètres, la valeur de

référence de la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire (voir le § 4).

9.1.2 Consommation d'électricité pour l'éclairage

La consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage de l'unité PEN est le total de la consommation d'électricité pour l'éclairage de chacune des parties fonctionnelles et de la consommation d'électricité éventuelle de tous les éléments de contrôle et autres qui se trouvent en dehors de l'unité PEN mais qui desservent (en partie) l'éclairage au sein de l'unité PEN :

$$\text{Eq. 122} \quad W_{\text{light},m} = \sum_f W_{\text{light},\text{fct } f,m} + \sum_r W_{\text{light},\text{rm } r,\text{ctrl},m} \quad (\text{kWh})$$

où :

$W_{\text{light},m}$	la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage, en kWh ;
$W_{\text{light},\text{fct } f,m}$	la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage de la partie fonctionnelle f , en kWh, déterminée selon le § 9.2.2 ou le § 9.3.2 ;
$W_{\text{light},\text{rm } r,\text{ctrl},m}$	la consommation mensuelle d'électricité pour les éléments de contrôle montés dans des espaces r en dehors de l'unité PEN mais desservant bel et bien (en partie) l'éclairage au sein de l'unité PEN, en kWh, déterminée selon le § 9.2.2 ou le § 9.3.2.2.3.

Il convient de faire la somme sur toutes les parties fonctionnelles f de l'unité PEN et sur tous les espaces r en dehors de l'unité PEN.

Particularité de la partie fonctionnelle « Enseignement » : la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage, $W_{\text{light},\text{fct } f,m}$ est réputée nulle en juillet et août.

9.2 Détermination de la variable auxiliaire adimensionnelle $L_{\text{rm } r}$ et de la consommation d'électricité pour l'éclairage à l'aide de valeurs par défaut

9.2.1 Détermination de la variable auxiliaire adimensionnelle $L_{\text{rm } r}$

Pour la variable auxiliaire $L_{\text{rm } r}$, on prend pour chaque espace de la partie fonctionnelle la valeur : $L_{\text{rm } r} = 500$.

9.2.2 Détermination de la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage par partie fonctionnelle

On détermine la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage, y compris la consommation éventuelle de systèmes de contrôle, de la partie fonctionnelle f comme suit :

$$\text{Eq. 123} \quad W_{\text{light},\text{fct } f,m} = \sum_r A_{f,\text{rm } r} \cdot p_{\text{light},\text{def},\text{fct } f} \cdot (t_{\text{day},\text{fct } f,m} + t_{\text{night},\text{fct } f,m}) \quad (\text{kWh})$$

où :

$W_{\text{light},\text{fct } f,m}$	la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage dans la partie fonctionnelle f , en kWh ;
------------------------------------	------------------------------------------------------------------------------------------------------

$A_{f,rm\ r}$	la surface d'utilisation de l'espace r , en m^2 ;
$P_{light,def,fct\ f}$	une valeur fixe de la puissance spécifique pour l'éclairage, déterminée par partie fonctionnelle. On prend : <ul style="list-style-type: none"> - $P_{light,def,fct\ f} = 0,030\ kW/m^2$ pour les parties fonctionnelles revêtant la fonction « Commerce », - $P_{light,def,fct\ f} = 0,020\ kW/m^2$ pour toutes les autres parties fonctionnelles ;
$t_{day,fct\ f,m}$	le nombre conventionnel d'heures d'utilisation par mois, en période diurne, de la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [31], en h ;
$t_{night,fct\ f,m}$	le nombre conventionnel d'heures d'utilisation par mois, en période nocturne, de la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [32], en h.

Il convient de faire la somme sur tous les espaces r de la partie fonctionnelle f .

On prend la valeur zéro pour la consommation mensuelle d'électricité pour les éléments de contrôle montés en dehors de l'unité PEN et ne desservant que les luminaires situés dans les espaces de la partie fonctionnelle f considérée :

$$\text{Eq. 124} \quad \sum_r W_{light,rmr,ctrl,m} = 0 \quad (\text{kWh})$$

où :

$W_{light,rm\ r,ctrl,m}$ la consommation mensuelle d'électricité pour les éléments de contrôle et autres montés dans des espaces en dehors de l'unité PEN et ne desservant que l'éclairage au sein de la partie fonctionnelle considérée, en kWh.

Si les éléments de contrôle desservent également des éclairages dans d'autres parties fonctionnelles et que, pour ces parties fonctionnelles, la consommation d'électricité pour l'éclairage est déterminée à l'aide de la puissance réellement installée, il convient de prendre leur consommation en compte au § 9.3.2.2.3.

9.3 Détermination de la variable auxiliaire adimensionnelle $L_{rm\ r}$ et de la consommation d'électricité pour l'éclairage à l'aide des données détaillées de l'installation d'éclairage

9.3.1 Détermination de la variable auxiliaire adimensionnelle $L_{rm\ r}$

9.3.1.1 Détermination de la variable auxiliaire adimensionnelle $L_{rm\ r}$ dans un espace sans installation d'éclairage fixe dans lequel aucun éclairage indépendant n'est non plus pris en compte

Si, dans un espace, aucun éclairage fixe n'est installé et qu'aucun éclairage indépendant - si présent - n'est volontairement pris en compte, alors le calcul pour cet espace s'effectue par convention avec des valeurs fixes. On admet que ces valeurs sont égales à celles utilisées pour le calcul à l'aide des valeurs par défaut.

Dans de tels espaces, on prend par convention la valeur : $L_{rm\ r} = 500$.

9.3.1.2 Détermination de la variable auxiliaire adimensionnelle $L_{rm\ r}$ dans un espace avec une installation d'éclairage fixe ou un espace dans lequel l'éclairage indépendant est pris en compte

Dans les espaces avec une installation d'éclairage fixe ou les espaces dans lesquels l'éclairage indépendant est pris en compte, on détermine la variable auxiliaire $L_{rm\ r}$ comme suit :

1. Si l'éclairement désiré n'est pas réglable :

$$\text{Eq. 125} \quad L_{rm\ r} = L_{\text{design},rm\ r} \quad (-)$$

où :

$L_{rm\ r}$ une variable auxiliaire adimensionnelle pour l'espace r , (-) ;

$L_{\text{design},rm\ r}$ la valeur de conception de la variable auxiliaire adimensionnelle pour l'espace r , telle que déterminée ci-dessous, (-).

2. Si l'éclairement désiré est bel et bien librement réglable⁶ (soit luminaire par luminaire, soit par groupe de luminaires) et ce, pour tous les luminaires de l'espace pris en compte⁷ :

$$\text{Eq. 126} \quad L_{rm\ r} = L_{\text{design},rm\ r} \cdot \min\left(1, \frac{L_{\text{thresh}} + f_{\text{reduc},light} \cdot (L_{\text{design},rm\ r} - L_{\text{thresh}})}{L_{\text{design},rm\ r}}\right) \quad (-)$$

où :

$L_{rm\ r}$ une variable auxiliaire adimensionnelle pour l'espace r , (-) ;

$L_{\text{design},rm\ r}$ la valeur de conception de la variable auxiliaire adimensionnelle pour l'espace r , telle que déterminée ci-dessous, (-) ;

$f_{\text{reduc},light}$ un facteur de réduction fixé à : $f_{\text{reduc},light} = 0,5$, (-) ;

L_{thresh} la valeur seuil de $L_{\text{design},rm\ r}$, fixée à : $L_{\text{thresh}} = 250$, (-).

⁶ Dans ce cas, la variable auxiliaire est réduite, mais la valeur de calcul de la puissance d'éclairage est également réduite (voir le 0).

⁷ Si $L_{\text{design},rm\ r}$ est égal à zéro (p. ex. parce qu'aucune information n'a été fournie concernant les luminaires installés), on a $L_{rm\ r} = 0$.

La valeur de conception de la variable auxiliaire adimensionnelle $L_{\text{design}, \text{rm } r}$ peut être déterminée de deux manières :

- soit au moyen d'une méthode conventionnelle simple (§ 9.3.1.2.1) ;
- soit au moyen de calculs détaillés (§ 9.3.1.2.2).

Pour la plupart des applications, la première méthode peut suffire. Certains types de luminaires (voir le § 9.3.1.2.1) ne contribuent pas à la valeur de conception $L_{\text{design}, \text{rm } r}$ dans la méthode conventionnelle, mais leur consommation électrique est bien prise en compte (voir le § 9.3.2). Dans ce cas, on peut, si on le souhaite, se rabattre sur la deuxième méthode pour quand même calculer leur contribution à $L_{\text{design}, \text{rm } r}$.

9.3.1.2.1 Détermination de la valeur de conception $L_{\text{design}, \text{rm } r}$ selon la méthode conventionnelle

On détermine la valeur de conception $L_{\text{design}, \text{rm } r}$ pour l'espace r comme suit :

$$\text{Eq. 127} \quad L_{\text{design}, \text{rm } r} = \frac{\sum_k n_k \cdot [.N2_k \cdot .N4_k + 0,5 \cdot (1 - .N4_k)] \cdot .N5_k \cdot 0,85 \cdot \text{PHIS}_k}{A_{f, \text{rm } r}} \quad (-)$$

où :

$L_{\text{design}, \text{rm } r}$ la valeur de conception de la variable auxiliaire adimensionnelle pour l'espace r , (-) ;

n_k le nombre de luminaires de type k dans l'espace, (-) ;

$.N2_k$ le rapport entre, d'une part, le flux lumineux du luminaire de type k émis dans un angle solide de π par rapport à l'axe principal (c.-à-d. dans un cône ayant un angle d'ouverture de 120°) et, d'autre part, le flux lumineux du luminaire de type k émis dans un angle solide de 2π par rapport à l'axe principal, (-), déterminé selon CIE 52 ;

$.N4_k$ le rapport entre, d'une part, le flux lumineux du luminaire de type k émis dans un angle solide de 2π par rapport à l'axe principal (c.-à-d. dans un cône ayant un angle d'ouverture de 180°) et, d'autre part, le flux lumineux total émis du luminaire de type k , (-), déterminé selon CIE 52 ;

$.N5_k$ le rapport entre le flux lumineux total émis du luminaire k et le flux lumineux (PHIS_k) émis par l'ensemble des lampes présentes dans le luminaire de type k , (-), déterminé selon CIE 52 ;

PHIS_k le total du flux lumineux de chacune des lampes présentes dans le luminaire de type k , en lumen :

$$\text{Eq. 128} \quad \text{PHIS}_k = \sum_m \text{PHI}_m \quad (-)$$

où :

PHI_m le flux lumineux de la lampe m , déterminé selon CIE 84, en lumen, où l'on fait la somme sur toutes les lampes m qui se trouvent dans le luminaire de type k ;

$A_{f, \text{rm } r}$ la surface d'utilisation de l'espace r , en m^2 .

Si l'on ne dispose pas des informations nécessaires concernant une combinaison lampe/luminaire donnée, on n'en tient pas compte dans la détermination de la valeur de conception $L_{design,rm r}$ mais la consommation en est bel et bien prise en compte § 9.3.2.

On ne fait la somme que sur tous les types de plafonniers k (encastrés, appliqués ou suspendus) présents dans l'espace r . Les appliques, encastrés de sol et éclairages d'escalier ou l'éclairage indépendant que l'on désire prendre en compte sont bel et bien pris en compte dans la puissance installée, voir le § 9.3.2 (et donc finalement dans la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire), mais pas dans la détermination de la valeur de conception $L_{design,rm r}$ selon la méthode conventionnelle. Si l'on veut prendre en compte d'autres luminaires que des plafonniers pour la détermination de la valeur de conception $L_{design,rm r}$, il convient d'utiliser la méthode de calcul détaillée, voir le § 9.3.1.2.2.

Les plafonniers montés de telle manière que leur axe principal n'est pas orienté verticalement vers le bas (p. ex. contre un toiture inclinée) ou qui sont orientables (p. ex. spots pivotants) ne sont pris en compte dans la méthode conventionnelle pour la détermination de la valeur de conception $L_{design,rm r}$ que dans la mesure où l'axe principal ne s'écarte pas de plus de 45° de la verticale ou, dans le cas de luminaires tournants, ne peut jamais s'écarter de plus de 45° de la verticale (dans sa position la plus défavorable. L'axe principal est le même que celui utilisé pour la détermination du code de flux. Si cette limitation en termes d'installation n'est pas respectée, ces luminaires ne sont pas pris en compte pour la détermination de la valeur de conception $L_{design,rm r}$ selon la méthode conventionnelle, mais elles le sont obligatoirement dans la détermination de la consommation d'énergie. Si l'on désire prendre en compte ces luminaires dans la détermination de la valeur de conception $L_{design,rm r}$, il convient d'utiliser la méthode de calcul détaillée, voir le § 9.3.1.2.2.

9.3.1.2.2 Détermination de la valeur de conception $L_{design,rm r}$ au moyen de calculs détaillés

Par dérogation à la méthode de calcul conventionnelle, il est permis de calculer, pour un espace, l'éclairement d'un plan fictif situé à une hauteur de 0,8 m à l'aide d'un programme de calcul.

Le programme utilisé pour le calcul doit être préalablement agréé par le ministre.

Pour l'utilisation, il faut prendre, par convention, comme valeur de conception $L_{design,rm r}$ la moyenne de cet éclairement sur la surface totale de l'espace, c'est à dire sans déduction de zones périphériques ou autres.

Il faut considérer la géométrie réelle de l'espace (vide, sans mobilier). Les facteurs de réflexion à utiliser sont : 0,7 pour le plafond, 0,5 pour les murs (y compris les baies d'éclairage naturel) et 0,2 pour le plancher. Lors des calculs, il faut considérer pour les luminaires une position identique à leur installation effective. Dans le cas de luminaires orientables, il convient, pour les calculs, d'orienter le luminaire de manière telle que l'angle entre l'axe principal et la verticale soit le plus grand possible (donc l'orienter au maximum vers le haut). Si d'autres orientations sont possibles, le luminaire doit être orienté perpendiculairement à la paroi la plus proche. En ce qui concerne le flux lumineux des lampes, on retiendra un facteur de réduction fixe de 0,85 par rapport à la valeur CIE 84.

Le ministre peut définir des spécifications complémentaires ou modifiées pour les calculs.

9.3.2 Détermination de la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage par partie fonctionnelle

On détermine la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage d'une partie fonctionnelle comme le total de la consommation d'électricité pour l'éclairage de chacun des espaces de cette partie fonctionnelle :

$$\text{Eq. 129} \quad W_{\text{light, fct } f, m} = \sum_r W_{\text{light, rm } r, m} \quad (\text{kWh})$$

où :

$W_{\text{light, fct } f, m}$ la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage de la partie fonctionnelle f , en kWh ;

$W_{\text{light, rm } r, m}$ la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage de l'espace r , en kWh, déterminée selon le § 9.3.2.1 ou le § 9.3.2.2.

Il convient de faire la somme sur tous les espaces r de la partie fonctionnelle f .

9.3.2.1 Consommation d'électricité pour l'éclairage dans un espace sans installation d'éclairage fixe dans lequel aucun éclairage indépendant n'est non plus pris en compte

Si, dans un espace, aucun éclairage fixe n'est installé et qu'aucun éclairage indépendant - si présent - n'est volontairement pris en compte, alors le calcul pour cet espace s'effectue par convention avec des valeurs fixes. On admet que ces valeurs sont égales à celles utilisées pour le calcul à l'aide des valeurs par défaut.

Par conséquent, la valeur de calcul de la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage dans de tels espaces s'élève par convention à :

$$\text{Eq. 130} \quad W_{\text{light, rm } r, m} = A_{f, rm } r \cdot p_{\text{light, abs, fct } f} \cdot (t_{\text{day, fct } f, m} + t_{\text{night, fct } f, m}) \quad (\text{kWh})$$

où :

$W_{\text{light, rm } r, m}$ la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage de l'espace r , en kWh ;

$A_{f, rm } r$ la surface d'utilisation de l'espace r , en m^2 ;

$p_{\text{light, abs, fct } f}$ une valeur fixe de la puissance spécifique pour l'éclairage, déterminée par partie fonctionnelle. On considère que $p_{\text{light, abs, fct } f} = 0,030 \text{ kW/m}^2$ pour les parties fonctionnelles revêtant la « Commerce » et $p_{\text{light, abs, fct } f} = 0,020 \text{ kW/m}^2$ pour toutes les autres parties fonctionnelles ;

$t_{\text{day, fct } f, m}$ le nombre conventionnel d'heures d'utilisation par mois, en période diurne, de la partie fonctionnelle f à laquelle l'espace r appartient, dérivée du Tableau [31], en h ;

$t_{\text{night, fct } f, m}$ le nombre conventionnel d'heures d'utilisation par mois, en période nocturne, de la partie fonctionnelle f à laquelle l'espace r appartient, dérivée du Tableau [32], en h.

9.3.2.2 Consommation d'électricité pour l'éclairage dans un espace avec une installation d'éclairage fixe ou un espace dans lequel l'éclairage indépendant est pris en compte

Dans les espaces avec une installation d'éclairage fixe ou les espaces dans lesquels l'éclairage indépendant est pris en compte, on détermine la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage comme le produit de la puissance d'éclairage installée, y compris les éventuels ballasts et éléments de contrôle, et du temps pendant lequel l'éclairage est allumé par an, compte tenu des systèmes de contrôle présents. On y a ajouté la consommation d'électricité des éléments de contrôle dans la mesure où elle n'a pas encore été prise en compte dans le terme précédent :

$$W_{\text{light,rmr,m}} = \left[(P_{\text{light,rmr}} \cdot f_{\text{ci}}) \cdot (t_{\text{day,fcn f,m}} \cdot f_{\text{dayl}} + t_{\text{night,fcn f,m}}) \cdot \frac{\sum_k f_{\text{occ,light,k}} \cdot P_{\text{fitting,k}}}{\sum_k P_{\text{fitting,k}}} \right] + W_{\text{light,rmr,ctrl,m}}$$

Eq. 393
(kWh)

où :

$W_{\text{light,rm r,m}}$	la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage de l'espace r, en kWh ;
$P_{\text{light,rm r}}$	la valeur de calcul de la puissance pour l'éclairage dans l'espace r entier, déterminée selon le § 9.3.3, en kW ;
f_{ci}	un facteur de réduction pour la prise en compte d'un système qui maintient un niveau d'éclairement constant. Ce facteur est fixé à 1, (-) ;
$t_{\text{day,fcn f,m}}$	le nombre conventionnel d'heures d'utilisation par mois, en période diurne, de la partie fonctionnelle f à laquelle l'espace r appartient, dérivée du Tableau [31], en h ;
f_{dayl}	un facteur de réduction pour prendre en compte un système qui gère l'éclairage en fonction de l'apport de lumière naturelle dans l'espace, tel que déterminé au § 9.3.2.2.1, (-) ;
$t_{\text{night,fcn f,m}}$	le nombre conventionnel d'heures d'utilisation par mois, en période nocturne, de la partie fonctionnelle f à laquelle l'espace r appartient, dérivée du Tableau [32], en h ;
$f_{\text{occ,light,k}}$	un facteur de réduction pour prendre en compte un système qui gère le luminaire k en fonction de l'occupation de l'espace, tel que déterminé au § 9.3.2.2.1, (-) ;
$P_{\text{fitting,k}}$	la valeur de calcul de la puissance de la lampe (de toutes les lampes), y compris les éventuels ballasts, capteurs, éléments de contrôle et/ou interrupteurs du luminaire k, en W ;
$W_{\text{light,rm r,ctrl,m}}$	la consommation mensuelle d'électricité de l'élément de contrôle qui n'a pas encore été prise en compte dans le terme précédent, déterminée selon le § 9.3.2.2.3, en kWh.

Il faut faire la somme sur tous les luminaires k pris en compte dans l'espace r.

9.3.2.2.1 *Facteurs de réduction pour la gestion en fonction de l'occupation et de l'apport de lumière naturelle*

On dérive le facteur de réduction pour la gestion du luminaire k en fonction de l'occupation, $f_{\text{occ,light},k}$, du Tableau [29]. Les systèmes centralisés⁸ ne sont pas pris en considération.

⁸ Dès lors qu'un interrupteur ou un capteur gère l'éclairage dans plus d'un espace, le système est considéré comme « centralisé ».

Tableau [29] : Facteur de réduction $f_{occ,light,k}$ pour prendre en compte la gestion en fonction de l'occupation, par fonction (partie 1 de 2)

Description de la commutation	Fonctions								
	Hébergement	Bureaux	Enseignement	Soins de santé			Rassemblement		
				Avec occ. nocturne	Sans occ. nocturne	Salles d'opération	Occupation importante	Faible occupation	Cafétéria / Réfectoire
Aucun système et tous les systèmes non mentionnés ci-dessous.	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Interrupteur manuel :									
• $A_{f,rm r} < 30 \text{ m}^2$ ou pour classes et salles de réunion	0,90	0,90	0,90	0,90	0,95	0,70	1,00	1,00	0,50
• $A_{f,rm r} \geq 30 \text{ m}^2$	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,50
Détection de présence : allumage et extinction automatiques ou position de variation (auto on ; auto off/variation) :									
• $A_{f,rm r} < 30 \text{ m}^2$ ou pour classes et salles de réunion :									
- si extinction complète en cas d'absence	0,80	0,80	0,80	0,80	0,85	0,60	1,00	1,00	0,40
- si retour en position de variation en cas d'absence	0,85	0,85	0,85	0,85	0,90	0,65	1,00	1,00	0,45
• $A_{f,rm r} \geq 30 \text{ m}^2$:									
- si extinction complète en cas d'absence	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,40
- si retour en position de variation en cas d'absence	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,45
Allumage manuel ; détection de présence : allumage automatique ou position de variation (on manuel ; auto off/variation) :									
• $A_{f,rm r} < 30 \text{ m}^2$ ou pour classes et salles de réunion :									
- si extinction complète en cas d'absence	0,70	0,70	0,70	0,70	0,80	0,50	1,00	1,00	0,30
- si retour en position de variation en cas d'absence	0,80	0,80	0,80	0,80	0,85	0,60	1,00	1,00	0,40
• $A_{f,rm r} \geq 30 \text{ m}^2$:									
- si extinction complète en cas d'absence	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,30
- si retour en position de variation en cas d'absence	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,40

où :

$A_{f,rm r}$ la surface d'utilisation de l'espace r , en m^2 .

Tableau [29] : Facteur de réduction $f_{occ,light,k}$ pour prendre en compte la gestion en fonction de l'occupation, par fonction (partie 2 de 2)

Description de la commutation	Fonctions								
	Cuisine	Commerce	Sport			Locaux techniques	Communs	Autre	Fonction inconnue
			Hall de sport /	Fitness / Danse	Sauna / Piscine				
Aucun système et tous les systèmes non mentionnés ci-dessous.	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Interrupteur manuel :									
• $A_{f,rm r} < 30 \text{ m}^2$ ou pour classes et salles de réunion	1,00	1,00	0,80	0,80	0,80	0,25	Tel que déterminé ci-dessous	1,00	1,00
• $A_{f,rm r} \geq 30 \text{ m}^2$	1,00	1,00	0,80	0,80	0,80	0,25		1,00	1,00
Détection de présence : allumage et extinction automatiques ou position de variation (auto on ; auto off/variation) :									
$A_{f,rm r} < 30 \text{ m}^2$ ou pour classes et salles de réunion :									
- si extinction complète en cas d'absence	1,00	1,00	0,70	0,70	0,70	0,15		1,00	1,00
- si retour en position de variation en cas d'absence	1,00	1,00	0,75	0,75	0,75	0,20		1,00	1,00
• $A_{f,rm r} \geq 30 \text{ m}^2$:									
- si extinction complète en cas d'absence	1,00	1,00	0,70	0,70	0,70	0,15		1,00	1,00
- si retour en position de variation en cas d'absence	1,00	1,00	0,75	0,75	0,75	0,20		1,00	1,00
Allumage manuel ; détection de présence : allumage automatique ou position de variation (on manuel ; auto off/variation) :									
• $A_{f,rm r} < 30 \text{ m}^2$ ou pour classes et salles de réunion :									
- si extinction complète en cas d'absence	1,00	1,00	0,60	0,60	0,60	0,05	1,00	1,00	
- si retour en position de variation en cas d'absence	1,00	1,00	0,70	0,70	0,70	0,15	1,00	1,00	
• $A_{f,rm r} \geq 30 \text{ m}^2$:									
- si extinction complète en cas d'absence	1,00	1,00	0,60	0,60	0,60	0,05	1,00	1,00	
- si retour en position de variation en cas d'absence	1,00	1,00	0,70	0,70	0,70	0,15	1,00	1,00	

où :

$A_{f,rm r}$ la surface d'utilisation de l'espace r, en m².

Pour un luminaire k installé dans une partie fonctionnelle revêtant la fonction « Communs » qui dessert plusieurs parties fonctionnelles, la valeur de $f_{occ,light,k}$ est égale à celle de la partie fonctionnelle desservie pour laquelle la valeur $f_{occ,light,k}$ est la plus élevée.

On détermine le facteur de réduction pour la gestion en fonction de l'apport de lumière naturelle comme suit :

$$\text{Eq. 132} \quad f_{\text{dayl}} = \left[\frac{A_{f,rmr,daylarea}}{A_{f,rmr}} \cdot f_{\text{mod,dayl}} \right] + \left[\frac{A_{f,rmr,artifarea}}{A_{f,rmr}} \cdot f_{\text{mod,artif}} \right] \quad (-)$$

où :

f_{dayl} un facteur de réduction pour prendre en compte un système qui gère l'éclairage en fonction de l'apport de lumière naturelle dans l'espace, (-) ;

$A_{f,rmr,daylarea}$ la surface de plancher de la zone éclairée naturellement dans l'espace r , déterminée selon le § 9.3.4, in m^2 ;

$A_{f,rmr}$ la surface d'utilisation de l'espace r , en m^2 ;

$f_{\text{mod,dayl}}$ le facteur pour le système de gestion en fonction de la lumière naturelle dans la partie éclairée naturellement, dérivé du Tableau [30], (-) ;

$A_{f,rmr,artifarea}$ la surface d'utilisation de la partie éclairée artificiellement dans l'espace r , déterminée selon le § 9.3.4, in m^2 ;

$f_{\text{mod,artif}}$ le facteur pour le système de gestion en fonction de la lumière naturelle dans la partie éclairée artificiellement, dérivé du Tableau [30], (-).

Tableau [30] : Facteurs pour les systèmes de gestion en fonction de la lumière naturelle

Description gestion en fonction de la lumière naturelle	$f_{\text{mod,dayl}}$	$f_{\text{mod,artif}}$
Pas de système	1,00	1,00
Système manuel ⁹	0,90	1,00
Système automatique ¹⁰	0,60	0,80

Tous les luminaires pris en compte dans la partie éclairée naturellement et la partie éclairée artificiellement respectivement doivent être commandés par le système pour que celui-ci puisse être pris en considération pour cette partie de l'espace. C'est pourquoi on détermine la surface totale d'utilisation éclairée par des luminaires commandés par un système. La ligne médiane entre les luminaires constitue par convention la délimitation de la surface entre les luminaires.

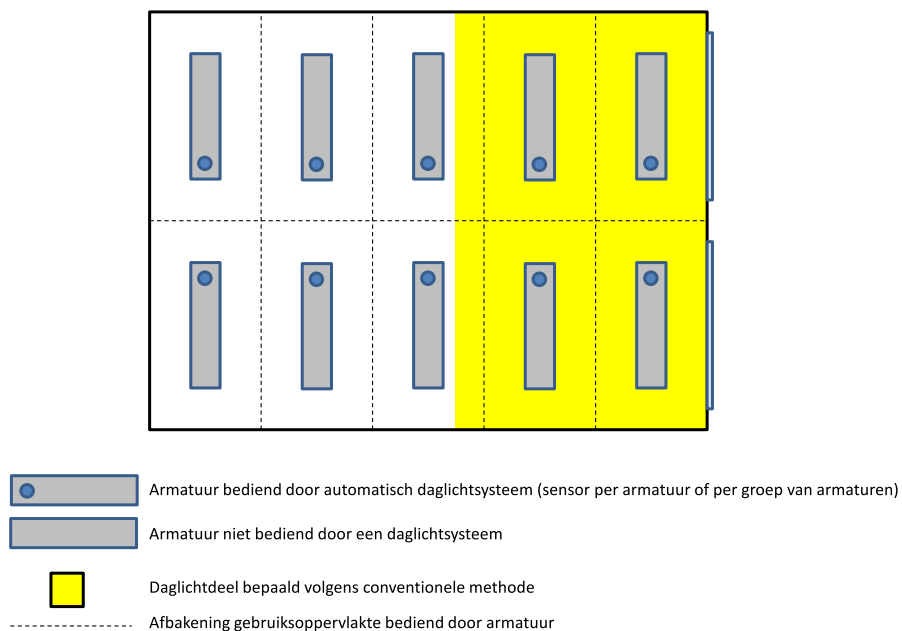
⁹ Le flux lumineux des sources de lumière peut être éteint ou modulé manuellement par l'utilisateur (par exemple à l'aide d'un bouton-poussoir, d'un potentiomètre ou d'une commande à distance).

¹⁰ Le flux lumineux des sources de lumière est modulé automatiquement et de façon continue (ou quasi continue par pas intermédiaires (au moins 100) dans le cas de systèmes numériques) en fonction de la disponibilité de lumière naturelle.

Plusieurs cas de figure peuvent se présenter :

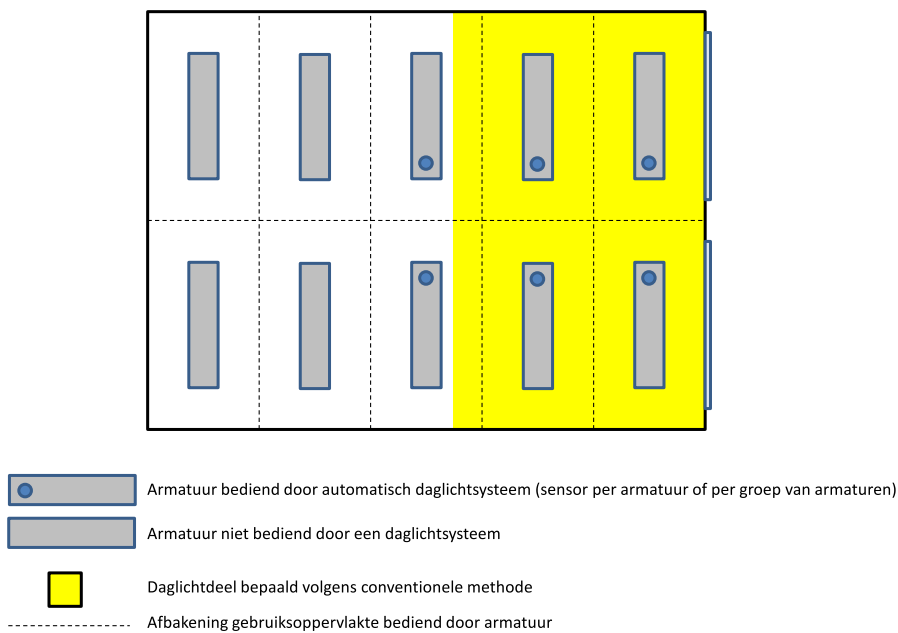
- Tous les luminaires pris en compte dans l'espace sont commandés par un même système : dans ce cas, les facteurs correspondants peuvent être appliqués dans chaque partie de l'espace. Dans l'exemple de la Figure [1], $f_{\text{mod,artif}} = 0,80$ et $f_{\text{mod,day1}} = 0,60$.

Figure [1] : Configuration dans laquelle tous les luminaires pris en compte sont commandés par un même système



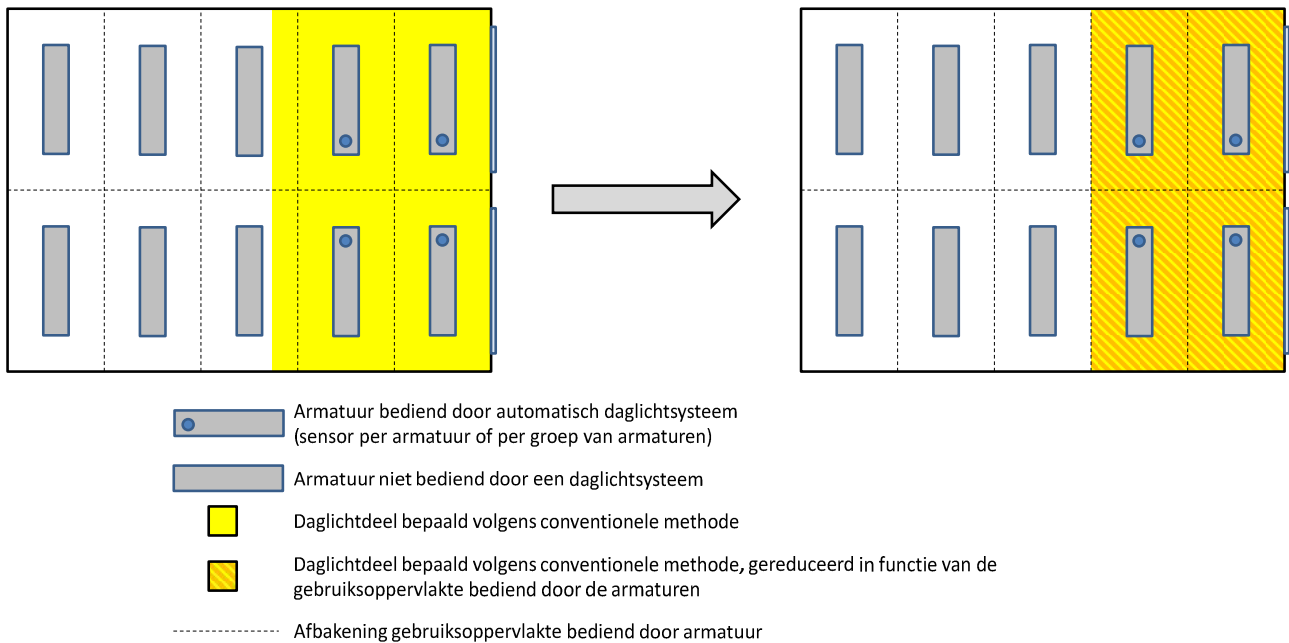
- Les luminaires pris en compte dans l'espace ne sont pas tous commandés par un même système :
 - si l'on utilise la valeur par défaut pour la détermination de la partie éclairée naturellement (§ 9.3.4.1), le système n'est pas pris en considération.
 - si l'on utilise la méthode conventionnelle pour la détermination de la partie éclairée naturellement (§ 9.3.4.2), la délimitation entre les surfaces d'utilisation desservies doit être étayée, pour chaque espace, par une figure. Les cas de figure suivants peuvent se présenter :
 - la partie éclairée naturellement ou la partie éclairée artificiellement se trouve entièrement dans la surface totale d'utilisation desservie par le système : dans ce cas, le facteur correspondant peut être appliqué dans la partie concernée. Dans l'exemple de la Figure [2], $f_{\text{mod,artif}} = 1,00$ et $f_{\text{mod,dayl}} = 0,60$.

Figure [2] : Configuration dans laquelle les luminaires pris en compte ne sont pas tous commandés par un même système - la surface éclairée naturellement se trouve entièrement dans la surface d'utilisation desservie par le système



- la partie éclairée naturellement (ou la partie éclairée artificiellement) se trouve partiellement en dehors de la surface totale d'utilisation desservie par le système. Dans ce cas, le système n'est pas considéré pour la partie en question et on se rabat automatiquement sur un facteur de réduction de 1,00. Il est toutefois permis de réduire la surface éclairée naturellement à la surface où la surface éclairée naturellement coïncide avec la surface d'utilisation desservie par le système pour obtenir ainsi une partie éclairée naturellement qui se trouve entièrement dans la surface d'utilisation desservie par le système. Cette dérogation ne peut pas être appliquée pour la partie éclairée artificiellement. Dans l'exemple de la Figure [3], en principe, $f_{\text{mod,artif}} = 1,00$ et $f_{\text{mod,dayl}} = 1,00$. Cependant si l'on réduit la surface éclairée naturellement jusqu'à ce qu'il n'y ait plus de partie desservie par des luminaires non commandés par le système automatique, on peut à nouveau utiliser $f_{\text{mod,dayl}} = 0,60$ pour le calcul. $f_{\text{mod,artif}}$ reste évidemment égal à 1,00.

Figure [3] : Configuration dans laquelle les luminaires pris en compte ne sont pas tous commandés par un même système - la surface éclairée naturellement se trouve partiellement en dehors de la surface d'utilisation desservie par le système



Situation avant réduction de la partie éclairée naturellement :

$$f_{\text{mod,artif}} = 1,00$$

$$f_{\text{mod,dayl}} = 1,00$$

Situation après réduction de la partie éclairée naturellement :

$$f_{\text{mod,artif}} = 1,00$$

$$f_{\text{mod,dayl}} = 0,60$$

9.3.2.2.2 Valeurs de calcul conventionnelles de la durée d'utilisation

On dérive, les valeurs de calcul conventionnelles de la durée d'utilisation par mois en journée et la nuit, $t_{\text{day},fct f,m}$ et $t_{\text{night},fct f,m}$, du Tableau [31] et du Tableau [32].

Tableau [31] : Durée d'utilisation conventionnelle par mois en journée, $t_{\text{day},fct f,m}$, et par fonction, en h

Fonctions		janvier	février	mars	avril	mai	juin	juillet	août	septembre	octobre	novembre	décembre
Hébergement		198	224	273	312	372	360	372	347	288	273	216	174
Bureaux		159	180	199	192	199	192	199	199	192	199	173	139
Enseignement		159	180	199	192	199	192	0	0	192	199	173	139
Soins de santé	Avec occ. nocturne	248	280	341	390	465	450	465	434	360	341	270	217
	Sans occ. nocturne	177	199	221	214	221	214	221	221	214	221	192	155
	Salles d'opération	248	280	341	390	465	450	465	434	360	341	270	217
Rassemblement	Occupation importante	212	215	238	282	318	308	318	318	282	265	205	185
	Faible occupation	212	215	238	282	318	308	318	318	282	265	205	185
	Cafétéria / Réfectoire	177	199	221	214	221	214	221	221	214	221	192	155
Cuisine		185	191	212	256	265	256	265	265	256	238	180	159
Commerce		212	239	265	308	318	308	318	318	308	291	231	185
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	212	239	265	308	344	333	344	344	308	291	231	185
	Fitness / Danse	212	239	265	308	344	333	344	344	308	291	231	185
	Sauna / Piscine	212	239	265	308	344	333	344	344	308	291	231	185
Locaux techniques		248	280	341	390	465	450	465	434	360	341	270	217
Communs		Telle que déterminée ci-dessous											
Autre		177	199	221	214	221	214	221	221	214	221	192	155
Fonction inconnue		212	215	238	282	318	308	318	318	282	265	205	185

Pour la fonction « Communs » : si cette fonction dessert plusieurs parties fonctionnelles, les valeurs de $t_{\text{day},fct f,m}$ sont égales aux valeurs de la partie fonctionnelle desservie dont l'occupation est la plus longue, c.-à-d. celle dont les valeurs sont les plus élevées. Cette évaluation doit être effectuée indépendamment pour chaque mois.

Tableau [32] : Durée d'utilisation conventionnelle par mois la nuit, $t_{\text{night},fct f,m}$, et par fonction, en h

Fonctions		janvier	février	mars	avril	mai	juin	juillet	août	septembre	octobre	novembre	décembre
Hébergement		273	202	198	144	99	96	99	124	168	198	240	298
Bureaux		40	0	0	0	0	0	0	0	0	0	19	60
Enseignement		40	0	0	0	0	0	0	0	0	0	19	60
Soins de santé	Avec occ. nocturne	341	252	248	180	124	120	124	155	210	248	300	372
	Sans occ. nocturne	44	0	0	0	0	0	0	0	0	0	21	66
	Salles d'opération	496	392	403	330	279	270	279	310	360	403	450	527
Rassemblement	Occupation importante	185	144	159	103	79	77	79	79	103	132	180	212
	Faible occupation	185	144	159	103	79	77	79	79	103	132	180	212
	Cafétéria / Réfectoire	44	0	0	0	0	0	0	0	0	0	21	66
Cuisine		79	48	53	0	0	0	0	0	0	26	77	106
Commerce		106	48	53	0	0	0	0	0	0	26	77	132
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	159	96	106	51	26	26	26	26	51	79	128	185
	Fitness / Danse	159	96	106	51	26	26	26	26	51	79	128	185
	Sauna / Piscine	159	96	106	51	26	26	26	26	51	79	128	185
Locaux techniques		496	392	403	330	279	270	279	310	360	403	450	527
Communs		Telle que déterminée ci-dessous											
Autre		44	0	0	0	0	0	0	0	0	0	21	66
Fonction inconnue		185	144	159	103	79	77	79	79	103	132	180	212

Pour la fonction « Communs » : si cette fonction dessert plusieurs parties fonctionnelles, les valeurs de $t_{\text{night},fct f,m}$ sont égales aux valeurs de la partie fonctionnelle desservie dont l'occupation est la plus longue, c.-à-d. celle dont les valeurs sont les plus élevées. Cette évaluation doit être effectuée indépendamment pour chaque mois.

9.3.2.2.3 Consommation d'électricité des appareils de contrôle qui n'a pas encore été comprise dans la consommation des luminaires¹¹

On détermine, par espace, la consommation mensuelle d'électricité des appareils de contrôle et autres (y compris les éventuels ballasts, capteurs et/ou interrupteurs), dans la mesure où elle n'a pas encore été comprise dans la consommation des luminaires durant les heures d'utilisation, comme le total de la consommation de tous les appareils individuels k comme suit :

¹¹ La consommation parasitaire d'installations d'éclairage n'est pas encore prise en compte lors de l'entrée en vigueur du présent arrêté. Ce paragraphe n'entrera en vigueur qu'à une date à préciser par le ministre. Dans l'intervalle, on considère que $W_{\text{light},rm r,ctrl,m} = 0$ kWh.

$$W_{\text{light,rm r,ctrl,m}} = \sum_k \left[P_{\text{light,rm r,ctrl,on,k}} \cdot \max(f_{\text{occ,light,i}}) \cdot (t_{\text{day,fct f,m}} + t_{\text{night,fct f,m}}) + P_{\text{light,rm r,ctrl,off,k}} \cdot \left(\frac{1000 \cdot t_m}{3,6} - \max(f_{\text{occ,light,i}}) \cdot (t_{\text{day,fct f,m}} + t_{\text{night,fct f,m}}) \right) \right] / 1000$$

Eq. 133

(kWh)

où :

$W_{\text{light,rm r,ctrl,m}}$	la consommation mensuelle d'électricité de l'élément de contrôle qui n'a pas encore été comprise dans la consommation, en kWh ;
$P_{\text{light,rm r,ctrl,on,k}}$	la puissance d'alimentation k des (groupes d') éléments de contrôle (y compris les éventuels ballasts, capteurs et/ou interrupteurs) pendant les heures d'utilisation, qui n'a pas encore été comprise dans la puissance des luminaires, en W. La valeur par défaut retenue pour chaque alimentation d'éléments de contrôle, circuits, capteurs (intégrés ou non dans le luminaire), etc. est de 3 W par luminaire desservi par l'appareil ;
$P_{\text{light,rm r,ctrl,off,k}}$	la puissance d'alimentation k de chacun des (groupes d') éléments de contrôle (y compris les éventuels ballasts, capteurs et/ou interrupteurs) en dehors des heures d'utilisation, en W. La valeur par défaut retenue pour chaque alimentation d'éléments de contrôle, circuits, capteurs (intégrés ou non dans le luminaire), etc. est de 3 W par luminaire desservi par l'appareil ;
t_m	la durée du mois considéré, dérivée du Tableau [1], en Ms ;
$f_{\text{occ,light,i}}$	un facteur de réduction pour prendre en compte un système qui gère le luminaire i en fonction de l'occupation de l'espace, tel que déterminé au § 9.3.2.2.1, (-) ;
$t_{\text{day,fct f,m}}$	le nombre d'heures d'utilisation par mois, en période diurne, de la partie fonctionnelle f à laquelle l'espace r appartient, dérivée du Tableau [31], en h ;
$t_{\text{night,fct f,m}}$	le nombre d'heures d'utilisation par mois, en période nocturne, de la partie fonctionnelle f à laquelle l'espace r appartient, dérivée du Tableau [32], en h.

Le maximum doit chaque fois être déterminé sur tous les luminaires i commandés par l'élément de contrôle avec alimentation k. Il faut faire la somme sur toutes les alimentations k installées dans l'espace r.

Particularité de la partie fonctionnelle « Enseignement » : la consommation mensuelle d'électricité, qui n'a pas encore été comprise dans la consommation, $W_{\text{light,rm r,ctrl,m}}$, de l'élément de contrôle faisant partie de l'installation d'éclairage de l'espace r qui se trouve dans la partie fonctionnelle « Enseignement », est réputée nulle en juillet et août.

9.3.3 Valeur de calcul de la puissance par espace

La valeur de calcul de la puissance d'éclairage par espace est déterminée comme suit :

- si l'éclairage désiré n'est pas réglable :

$$\text{Eq. 134} \quad P_{\text{light,rmr}} = P_{\text{nom,rmr}} \quad (\text{kW})$$

où :

$P_{\text{light,rmr}}$ la valeur de calcul de la puissance, en kW ;

$P_{\text{nom,rmr}}$ la valeur de calcul de la puissance nominale de l'espace r, telle que déterminée ci-dessous, en kW.

- Si l'éclairage désiré est bel et bien librement réglable (soit luminaire par luminaire, soit par groupe de luminaires) et ce, pour tous les luminaires de l'espace¹² :

$$\text{Eq. 135} \quad P_{\text{light,rmr}} = P_{\text{nom,rmr}} \cdot \min \left(1 ; \frac{L_{\text{thresh}} + f_{\text{reduc,light}} \cdot (L_{\text{design,rmr}} - L_{\text{thresh}})}{L_{\text{design,rmr}}} \right) \quad (\text{kW})$$

où :

$P_{\text{light,rmr}}$ la valeur de calcul de la puissance, en kW ;

$P_{\text{nom,rmr}}$ la valeur de calcul de la puissance nominale telle que déterminée ci-dessous, en kW ;

$L_{\text{design,rmr}}$ la valeur de conception de la variable auxiliaire adimensionnelle, déterminée selon le § 9.3.1.2, (-) ;

$f_{\text{reduc,light}}$ un facteur de réduction fixé à : $f_{\text{reduc,light}} = 0,5$, (-) ;

L_{thresh} la valeur seuil de L, fixée à : $L_{\text{thresh}} = 250$, (-).

On détermine, par espace, la valeur de calcul de la puissance nominale en faisant la somme des puissances de tous les luminaires (lampes, y compris les éventuels ballasts, capteurs et éléments de contrôle), comme suit :

$$\text{Eq. 136} \quad P_{\text{nom,rmr}} = \frac{\sum_k P_{\text{fitting,k}}}{1000} \quad (\text{kW})$$

où :

$P_{\text{nom,rmr}}$ la valeur de calcul de la puissance nominale de toutes les lampes, y compris les éventuels ballasts, capteurs, éléments de contrôle et/ou interrupteurs, dans l'espace r, en kW ;

$P_{\text{fitting,k}}$ la valeur de calcul de la puissance de la lampe (de toutes les lampes), y compris les éventuels ballasts, capteurs, éléments de contrôle et/ou interrupteurs du luminaire k, en W.

Il faut faire la somme sur tous les luminaires k pris en compte dans l'espace r.

¹² Si $L_{\text{design,rmr}}$ est égal à zéro (p. ex. parce qu'aucune information n'a été fournie concernant les luminaires installés), on a $P_{\text{light,rmr}} = P_{\text{nom,rmr}}$

9.3.4 Division en partie éclairée naturellement et partie éclairée artificiellement

Si la partie éclairée naturellement est modulable séparément, une consommation d'électricité plus faible peut être prise en compte (voir le § 9.3.2.2.1 et le Tableau [30]).

La surface de la partie éclairée artificiellement est la surface d'utilisation de l'espace r diminuée de la surface de la partie éclairée naturellement :

$$\text{Eq. 137 } A_{f,rmr,artif\ area} = A_{f,rmr} - A_{f,rmr,dayl\ area} \quad (\text{m}^2)$$

où :

$A_{f,rmr,artif\ area}$	la surface de la partie éclairée artificiellement de l'espace r , en m^2 ;
$A_{f,rmr}$	la surface d'utilisation totale de l'espace r , en m^2 ;
$A_{f,rmr,dayl\ area}$	la surface de la partie éclairée naturellement de l'espace r telle que déterminée ci-dessous, en m^2 .

En l'absence de baie d'éclairage naturel dans l'espace, on considère que $A_{f,rmr,dayl\ area} = 0$.

Si l'espace comporte des baies d'éclairage naturel, on peut se rabattre sur les valeurs par défaut (voir le § 9.3.4.1) ou opter pour une méthode de détermination conventionnelle plus détaillée (voir le § 9.3.4.2).

9.3.4.1 Valeurs par défaut pour la détermination de la partie éclairée naturellement

On détermine la surface de la partie éclairée naturellement, comme suit :

$$\text{Eq. 138 } A_{f,rmr,dayl\ area} = f_{dayl\ area,rmr} \cdot A_{f,rmr} \quad (\text{m}^2)$$

où :

$A_{f,rmr,dayl\ area}$	la surface de la partie éclairée artificiellement de l'espace r , en m^2 ;
$f_{dayl\ area,rmr}$	la fraction de la surface de l'espace r considérée par défaut comme partie éclairée naturellement, dérivée du Tableau [33], (-) ;
$A_{f,rmr}$	la surface d'utilisation totale de l'espace r , en m^2 .

**Tableau [33] : Fraction de l'espace considérée par défaut
comme partie éclairée naturellement $f_{\text{dayl area, rm r}}$, par fonction**

Fonctions		En l'absence d'apport de lumière naturelle dans l'espace considéré	En présence d'apport de lumière naturelle dans l'espace considéré
Hébergement		0,00	0,15
Bureaux		0,00	0,20
Enseignement		0,00	0,30
Soins de santé	Avec occ. nocturne	0,00	0,15
	Sans occ. nocturne	0,00	0,15
	Salles d'opération	0,00	0,00
Rassemblement	Occupation importante	0,00	0,20
	Faible occupation	0,00	0,20
	Cafétéria / Réfectoire	0,00	0,20
Cuisine		0,00	0,20
Commerce		0,00	0,10
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	0,00	0,20
	Fitness / Danse	0,00	0,20
	Sauna / Piscine	0,00	0,20
Locaux techniques		0,00	0,10
Communs		0,00	0,10
Autre		0,00	0,10
Fonction inconnue		0,00	0,00

9.3.4.2 Méthode conventionnelle pour la détermination de la partie éclairée naturellement

La détermination conventionnelle de la partie éclairée naturellement est étayée, pour chaque espace considéré, par une figure telle que la Figure [6] ci-après. Une première contribution à la partie éclairée naturellement est formée par la projection verticale sur la surface d'utilisation des baies d'éclairage naturel inclinées vers l'intérieur ou horizontales (p. ex. lucarnes). Une deuxième contribution est fournie par les baies d'éclairage naturel verticales et par les baies verticales équivalentes de fenêtres inclinées. À cet effet, on projette chaque fenêtre aie inclinée sur un plan vertical passant par le bord supérieur de la fenêtre (voir la Figure [5]). La détermination précise des deux contributions s'effectue selon le § 9.3.4.2.1 et le § 9.3.4.2.2.

Les parties qui se chevauchent sont déduites pour déterminer la surface totale de la partie éclairée naturellement :

$$\text{Eq. 139 } A_{f,rmr,dayl\ area} = A_{f,rmr,dayl\ area,vert} + A_{f,rmr,dayl\ area,depth} - A_{f,rmr,overlap} \quad (\text{m}^2)$$

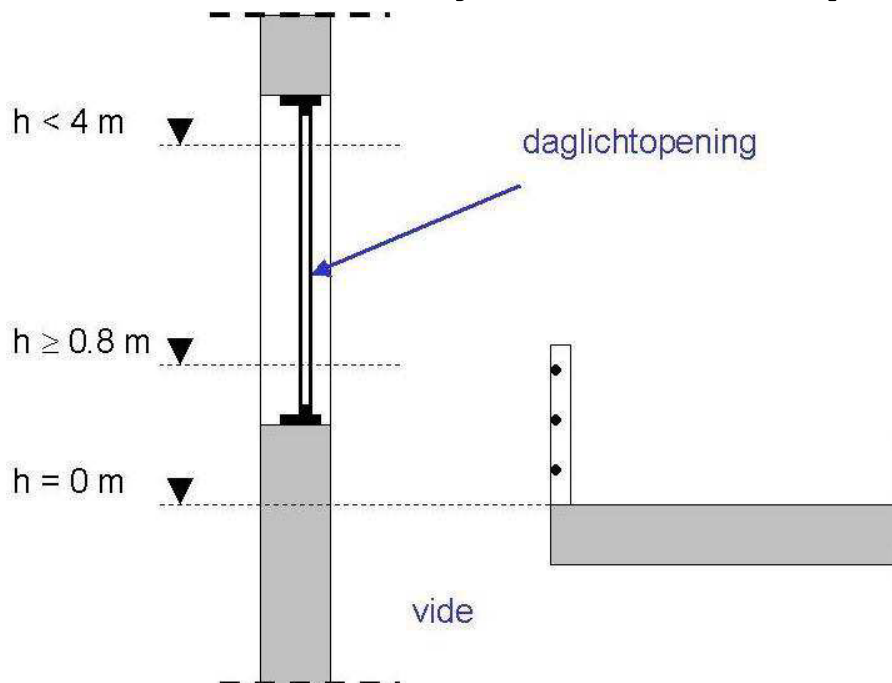
où :

$A_{f,rmr,dayl\ area}$	la surface totale d'utilisation de la partie éclairée naturellement de l'espace r , en m^2 ;
$A_{f,rmr,dayl\ area,vert}$	la surface d'utilisation correspondant à la projection verticale des baies d'éclairage naturel, déterminée selon le § 9.3.4.2.1, en m^2 ;
$A_{f,rmr,dayl\ area,depth}$	la surface d'utilisation de la contribution des baies d'éclairage naturel verticales (équivalentes), déterminée selon le § 9.3.4.2.2, en m^2 ;
$A_{f,rmr,overlap}$	la surface d'utilisation qui remplit les conditions tant du § 9.3.4.2.1 que du § 9.3.4.2.2, en m^2 .

Conditions :

Lors de la détermination du dessus et du dessous de l'ouverture de baies d'éclairage naturel verticales, les conditions spécifiées à la Figure [4] doivent être remplies. En d'autres termes, la hauteur du dessous de la baie d'éclairage naturel (partie transparente de la fenêtre) à prendre en compte est de 0,8 m minimum, même si la valeur réelle est inférieure. De même, la hauteur maximale du dessus est de 4 m. Les hauteurs sont déterminées à partir du plancher fini.

Figure [4] : Projection de la face supérieure du plancher sur la façade (p. ex., en cas de vides) et limitation de la hauteur minimale et de la hauteur maximale à considérer de la baie d'éclairage naturel verticale (équivalente)



9.3.4.2.1 Contribution à la surface de la projection verticale de baies d'éclairage naturel

La contribution des baies d'éclairage naturel horizontales et inclinées vers l'intérieur¹³ à la surface de la partie éclairée naturellement se compose de la somme des surfaces des projections verticales de ces baies d'éclairage naturel sur le plancher sous-jacent, pour autant qu'elles soient comprises dans la surface d'utilisation de l'espace, voir la Figure [5].

On détermine cette surface par espace comme suit :

$$\text{Eq. 140} \quad A_{f,rmr,daylarea,vert} = \sum_k A_{f,rmr,daylarea,vert,k} \quad (\text{m}^2)$$

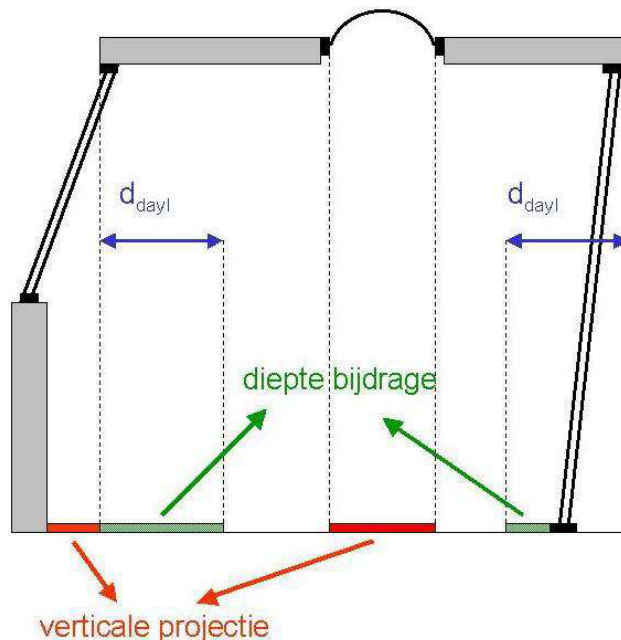
où :

$A_{f,rmr,daylarea,vert}$ la surface totale, au sein d'un espace, des projections verticales de baies d'éclairage naturel horizontales et inclinées vers l'intérieur sur des parties de plancher sous-jacent, en m² ;

$A_{f,rmr,daylarea,vert,k}$ la surface de la projection verticale de la baie d'éclairage naturel k dans la mesure où elle entre dans la surface d'utilisation, en m².

Il convient de faire la somme sur toutes les contributions de lumière naturelle k.??

Figure [5] : Contributions de la projection verticale et de la projection en profondeur



¹³ Le facteur de transmission visuelle $\tau_{vis,dir,h}$ (à incidence normale, en transmission hémisphérique) des parties transparentes doit être de 60 % au moins. Sinon, la baie d'éclairage naturel n'est pas prise en considération dans la détermination de la surface éclairée naturellement.

9.3.4.2.2 Contribution à la surface des baies d'éclairage naturel verticales (équivalentes)

On détermine la contribution à la surface des baies d'éclairage naturel verticales (équivalentes) comme la somme des surfaces, obtenues par multiplication de la longueur et de la profondeur de la partie éclairée naturellement, dans la mesure où elles se situent à l'intérieur de la surface d'utilisation de l'espace, qui remplissent les conditions pour une contribution des baies d'éclairage naturel verticales (équivalentes) comme suit :

$$\text{Eq. 141} \quad A_{f,rmr,daylarea,depth} = \sum_k l_{dayl,k} \cdot d_{dayl,int,k} \quad (\text{m}^2)$$

où :

$A_{f,rmr,daylarea,depth}$ la surface des contributions des baies d'éclairage naturel verticales (équivalentes), in m^2 ;

$l_{dayl,k}$ la longueur de façade de la partie éclairée naturellement afférente à la baie d'éclairage naturel k , déterminée selon le § 9.3.4.2.2.1, in m ;

$d_{dayl,int,k}$ la profondeur de la partie éclairée naturellement afférente à la baie d'éclairage naturel k qui se trouve à l'intérieur de la surface d'utilisation, déterminée selon le § 9.3.4.2.2.2, en m.

Il convient de faire la somme sur toutes les contributions de lumière naturelle k ??

9.3.4.2.2.1 Longueur de lumière naturelle l_{dayl}

On prend comme longueur de façade de la partie éclairée naturellement afférente à une baie d'éclairage naturel donnée la largeur de l'ouverture (c.-à-d. la partie transparente) de la baie d'éclairage naturel augmentée de 0,5 m maximum des deux côtés (mais pas au-delà d'un mur intérieur adjacent). Les chevauchements ne peuvent pas être comptabilisés deux fois, voir la Figure [6].

9.3.4.2.2.2 Profondeur de lumière naturelle

On détermine la profondeur de lumière naturelle par baie d'éclairage naturel verticale (équivalente) comme suit.

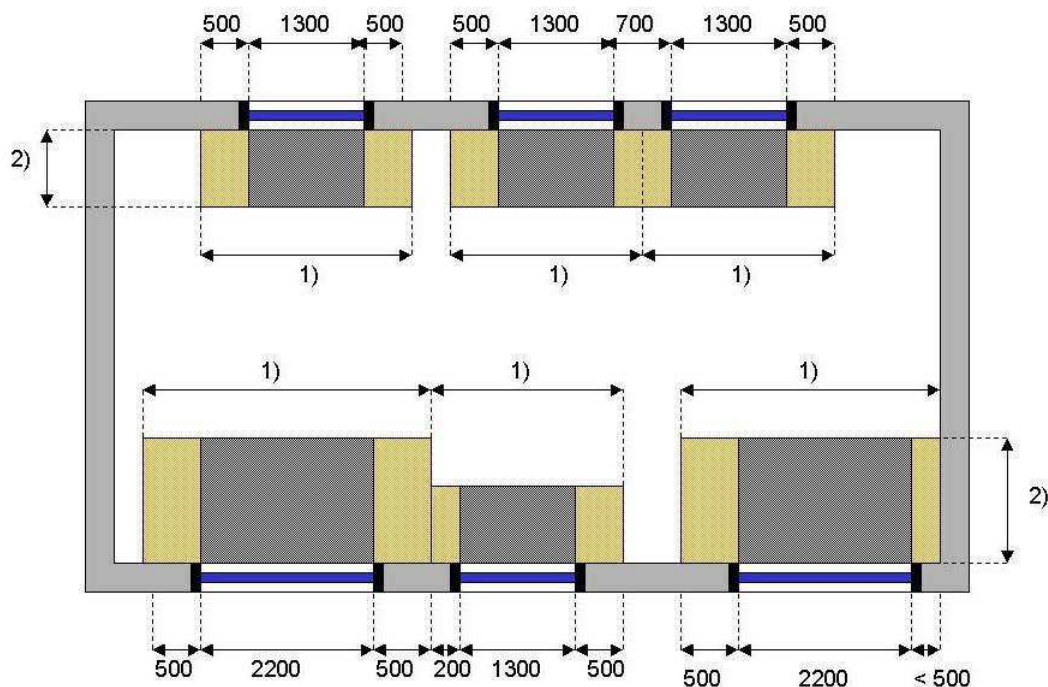
Pour les baies d'éclairage naturel inclinées, on considère le plan vertical qui passe par les côtes les plus hauts (hors-œuvre) de l'ouverture, sans toutefois dépasser 4 m au-dessus de la face supérieure du plancher fini. On reporte la profondeur de lumière naturelle au droit de la baie d'éclairage naturel, d_{dayl} , telle que déterminée ci-dessous, vers l'intérieur perpendiculairement au plan vertical ainsi déterminé ou par rapport à la limite de la surface d'utilisation dans le cas d'une baie d'éclairage naturel verticale.

Si la surface éclairée naturellement ainsi obtenue se trouve entièrement dans la surface d'utilisation, on a :

$$\text{Eq. 142} \quad d_{dayl,int} = d_{dayl} (-)$$

Si tel n'est pas le cas, il faut diminuer la profondeur de lumière naturelle totale de la partie qui se trouve en dehors pour obtenir $d_{\text{dayl, int}}$ (cf. l'espace vide à la Figure [4] ou la fenêtre de droite à la Figure [5]).

Figure [6] : Partie de la surface d'utilisation derrière des éléments transparents et opaques d'une façade relevant de la partie éclairée naturellement



(La figure considère plusieurs profondeurs de lumière naturelle)

1) l_{dayl} : longueur de lumière naturelle

2) d_{dayl} : profondeur de lumière naturelle

La profondeur de lumière naturelle, d_{dayl} , est donnée par :

Eq. 143 Si la valeur numérique de $(h_o \cdot \tau_v)$ est inférieure à 0,50, alors on a :

$d_{\text{dayl}} = 0$ Si la valeur numérique de $(h_o \cdot \tau_v)$ est supérieure ou égale à 0,50, alors on a :

$$d_{\text{dayl}} = 0,5 + 3 \cdot (h_o \cdot \tau_v) \quad (\text{m})$$

où :

d_{dayl} la profondeur de la partie éclairée naturellement afférente à la baie d'éclairage naturel, en m ;

h_o la hauteur de l'ouverture de la baie d'éclairage naturel, en m ;

τ_v le facteur de transmission visuelle $\tau_{\text{vis, dir, h}}$ (à incidence normale, en transmission hémisphérique) du vitrage, déterminé selon la norme NBN EN 410, (-).

La hauteur de l'ouverture, h_o , est donnée par :

Eq. 144 $h_o = u_o - l_o$ (m)

où :

- h_o la hauteur de l'ouverture de la baie d'éclairage naturel, en m ;
- u_o la hauteur du dessus de l'ouverture au-dessus de la surface de plancher fini, avec un maximum de 4 m, en m ;
- l_o la hauteur du dessous de l'ouverture au-dessus de la surface de plancher fini, avec un minimum de 0,8 m, en m.

La profondeur de lumière naturelle ne peut cependant jamais excéder la profondeur de l'espace.

10 Consommation d'énergie primaire

10.1 Principe

Chacun des termes partiels de la consommation finale d'énergie déterminés aux chapitres précédents est multiplié par un facteur de conversion en énergie primaire, en fonction du vecteur d'énergie concerné. Tous les termes sont ensuite additionnés pour obtenir la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire. En ce qui concerne l'électricité produite par des installations photovoltaïques et de cogénération sur site, un bonus correspondant à l'économie de combustible dans les centrales électriques est pris en compte.

Seuls les systèmes d'énergie solaire photovoltaïque qui satisfont aux conditions énoncées au § 12.1.1 de l'annexe V au présent arrêté sont considérés.

10.2 La consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire

On détermine la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire de l'unité PEN, $E_{\text{char ann prim en cons}}$, comme suit :

$$\text{Eq. 145} \quad E_{\text{char ann prim en cons}} = \sum_{m=1}^{12} \left(E_{p,\text{heat},m} + E_{p,\text{cool},m} + E_{p,\text{water},m} + E_{p,\text{aux},m} + E_{p,\text{light},m} - E_{p,\text{pv},m} - E_{p,\text{cogen},m} \right) \quad (\text{MJ})$$

où :

$E_{p,\text{heat},m}$	la consommation mensuelle d'énergie primaire pour le chauffage, calculée selon le § 10.3, en MJ ;
$E_{p,\text{cool},m}$	la consommation mensuelle d'énergie primaire pour le refroidissement, calculée selon le § 10.3, en MJ ;
$E_{p,\text{water},m}$	la consommation mensuelle d'énergie primaire pour la préparation d'eau chaude sanitaire, calculée selon le § 10.4, en MJ ;
$E_{p,\text{aux},m}$	la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire primaire, calculée selon le § 10.5, en MJ ;
$E_{p,\text{light},m}$	la consommation mensuelle d'énergie primaire pour l'éclairage, calculée selon le § 10.6, en MJ ;
$E_{p,\text{pv},m}$	l'économie mensuelle d'énergie primaire résultant de la production d'électricité d'une installation photovoltaïque, calculée selon le § 13.7 de l'annexe V au présent arrêté, en MJ ;
$E_{p,\text{cogen},m}$	l'économie mensuelle d'énergie primaire résultant de la production d'électricité d'installations de cogénération sur site, calculée selon le § 10.7, in MJ.

10.3 La consommation d'énergie primaire pour le chauffage et le refroidissement

On détermine la consommation mensuelle d'énergie primaire de l'unité PEN pour le chauffage, $E_{p,\text{heat},m}$, et pour le refroidissement, $E_{p,\text{cool},m}$, comme suit :

$$E_{p,heat,m} = \sum_i \left(f_{p,pref} \cdot Q_{heat,final,seci,m,pref} + \sum_k \left(f_{p,npref k} \cdot Q_{heat,final,seci,m,npref k} \right) \right) + \sum_j \left(f_{p,pref} \cdot Q_{hum,final,j,m,pref} + \sum_k \left(f_{p,npref k} \cdot Q_{hum,final,j,m,npref k} \right) \right)$$

Eq. 394

(MJ)

et :

$$E_{p,cool,m} = \sum_i \left(f_{p,pref} \cdot Q_{cool,final,seci,m,pref} + f_{p,npref} \cdot Q_{cool,final,seci,m,npref} \right) \quad (-)$$

Eq. 395

où :

$f_{p,pref}$	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire (facteur d'énergie primaire) du (des) producteur(s) de chaleur ou fournisseur(s) de froid préférentiel(s) déterminé selon le § 13.3 de l'annexe V au présent arrêté, (-) ;
$f_{p,npref k}$	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire (facteur d'énergie primaire) du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k déterminé selon le § 13.3 de l'annexe V au présent arrêté, (-) ;
$f_{p,npref}$	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire (facteur d'énergie primaire) du (des) fournisseur(s) de froid non préférentiel(s) déterminé selon le § 13.3 de l'annexe V au présent arrêté, (-) ;
$Q_{heat,final,seci,m,pref}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i, telle que déterminée au § 7.2.1, en MJ ;
$Q_{heat,final,seci,m,npref k}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i, telle que déterminée au § 7.2.1, en MJ.
$Q_{hum,final,j,m,pref}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) au profit de l'humidificateur j, telle que déterminée au § 7.2.1, en MJ ;
$Q_{hum,final,j,m,npref k}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k au profit de l'humidificateur j, telle que déterminée au § 7.2.1, en MJ ;
$Q_{cool,final,seci,m,pref}$	la consommation finale mensuelle d'énergie des fournisseurs de froid préférentiels du secteur énergétique i, telle que déterminée au § 7.2.2, en MJ ;
$Q_{cool,final,seci,m,npref}$	la consommation finale mensuelle d'énergie des fournisseurs de froid non préférentiels du secteur énergétique i, telle que déterminée au § 7.2.2, in MJ.

Il faut faire la somme sur tous les producteurs de chaleur non préférentiels k et sur tous les secteurs énergétiques i et tous les humidificateurs j de l'unité PEN.

10.4 La consommation d'énergie primaire pour la préparation d'eau chaude sanitaire

On détermine la consommation mensuelle d'énergie primaire de l'unité PEN pour la préparation d'eau chaude sanitaire comme suit :

$$\begin{aligned}
 E_{p,water,m} = & \sum_i \left(f_{p,pref} \cdot Q_{water,bath\ i,final,m,pref} + \sum_l \left(f_{p,npref\ l} \cdot Q_{water,bath\ i,final,m,npref\ l} \right) \right) \\
 & + \sum_j \left(f_{p,pref} \cdot Q_{water,sink\ j,final,m,pref} + \sum_l \left(f_{p,npref\ l} \cdot Q_{water,sink\ j,final,m,npref\ l} \right) \right) \\
 & + \sum_k \left(f_{p,pref} \cdot Q_{water,other\ k,final,m,pref} + \sum_l \left(f_{p,npref\ l} \cdot Q_{water,other\ k,final,m,npref\ l} \right) \right) \quad (MJ)
 \end{aligned}$$

Eq. 396

où :

$f_{p,pref}$	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire (facteur d'énergie primaire) du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) déterminé selon le § 13.3 de l'annexe V au présent arrêté, (-) ;
$f_{p,npref\ l}$	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire (facteur d'énergie primaire) du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) l déterminé selon le § 13.3 de l'annexe V au présent arrêté, (-) ;
$Q_{water,bath\ i,final,m,pref}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou baignoire i, déterminée selon le § 7.6, en MJ ;
$Q_{water,bath\ i,final,m,npref\ l}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) l pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou baignoire i, déterminée selon le § 7.6, en MJ ;
$Q_{water,sink\ j,final,m,pref}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine j, déterminée selon le § 7.6, en MJ ;
$Q_{water,sink\ j,final,m,npref\ l}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) l pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine j, déterminée selon le § 7.6, en MJ ;
$Q_{water,other\ k,final,m,pref}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à d'autres points de puisage k d'eau chaude sanitaire, déterminée selon le § 7.6, en MJ ;
$Q_{water,other\ k,final,m,npref\ l}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) l pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à d'autres points de puisage k d'eau chaude sanitaire, déterminée selon le § 7.6, en MJ.

Il faut faire la somme sur tous les producteurs de chaleur non préférentiels l et sur toutes les douches et baignoires i, tous les éviers de cuisine j et tous les autres points de puisage k d'eau chaude sanitaire de l'unité PEN.

10.5 La consommation d'énergie auxiliaire primaire

On détermine la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire primaire, $E_{p,aux,m}$, comme suit :

$$\text{Eq. 397} \quad E_{p,aux,m} = f_p \cdot 3,6 \cdot \left(\begin{array}{l} W_{aux,fans,m} + W_{aux,dis,m} + W_{aux,gen,m} + W_{aux,as,m} \\ + W_{aux,cool,m} + W_{aux,free,m} + W_{aux,precool,m} \end{array} \right) \quad (\text{MJ})$$

où :

- f_p le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire (facteur d'énergie primaire) déterminé selon le § 13.3 de l'annexe V au présent arrêté, (-) ;
- $W_{aux,fans,m}$ la consommation mensuelle d'électricité pour les ventilateurs de l'unité PEN, déterminée selon le § 8.1.3, en kWh ;
- $W_{aux,dis,m}$ la consommation mensuelle d'électricité pour la distribution dans l'unité PEN, déterminée selon le § 8.2, en kWh ;
- $W_{aux,gen,m}$ la consommation mensuelle d'électricité pour la production de chaleur dans l'unité PEN, déterminée selon le § 8.5, en kWh ;
- $W_{aux,as,m}$ la consommation mensuelle d'électricité du système d'énergie solaire thermique desservant l'unité PEN, déterminée selon le § 11.2.3 de l'annexe V, en kWh ;
- $W_{aux,cool,m}$ la consommation mensuelle d'électricité supplémentaire pour des machines frigorifiques dans l'unité PEN, déterminée selon le § 8.3, en kWh ;
- $W_{aux,free,m}$ la consommation mensuelle d'électricité pour le free-chilling dans l'unité PEN, déterminée selon le § 8.4, en kWh ;
- $W_{aux,precool,m}$ la consommation mensuelle d'électricité pour le pré-refroidissement de l'air de ventilation dans l'unité PEN, déterminée selon le § 8.6, en kWh.

10.6 La consommation d'énergie primaire pour l'éclairage

On détermine la consommation mensuelle d'énergie primaire pour l'éclairage, $E_{p,light,m}$, comme suit :

$$\text{Eq. 150} \quad E_{p,light,m} = f_p \cdot 3,6 \cdot W_{light,m} \quad (-)$$

où :

$E_{p,light,m}$ la consommation mensuelle d'énergie primaire pour l'éclairage, en MJ ;

f_p le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire (facteur d'énergie primaire) pour l'électricité déterminé selon le § 13.3 de l'annexe V au présent arrêté, (-) ;

$W_{light,m}$ la consommation mensuelle d'énergie pour l'éclairage de l'unité PEN, déterminée selon le § 9.1.2, en kWh ;

10.7 L'économie d'énergie primaire résultant de la production d'électricité d'installations de cogénération sur site

On détermine l'économie mensuelle équivalente d'énergie primaire résultant de la production d'électricité d'installations de cogénération sur site comme suit :

$$\text{Eq. 151} \quad E_{p,cogen,m} = \sum_i f_p \cdot 3,6 \cdot W_{cogen,i,m} \quad (-)$$

où :

$E_{p,cogen,m}$ la réduction mensuelle de la consommation d'énergie primaire correspondant à la quantité mensuelle d'électricité produite par des installations de cogénération sur site, en MJ ;

f_p le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire (facteur d'énergie primaire) pour l'électricité déterminé selon le § 13.3 de l'annexe V au présent arrêté, (-) ;

$W_{cogen,i,m}$ la quantité mensuelle d'électricité produite par l'installation de cogénération sur site i , déterminée selon le § A.4, en kWh.

Il convient de faire la somme sur toutes les installations de cogénération sur site i .

11 Calcul de la quantité annuelle d'énergie renouvelable produite et/ou utilisée par m² de surface utile de plancher dans l'unité PEN

11.1 Introduction

La méthode de calcul de la quantité annuelle d'énergie renouvelable produite et/ou utilisée dans l'unité PEN est exposée ci-dessous.

Les technologies énergétiques suivantes entrent en considération pour le calcul de la quantité annuelle d'énergie renouvelable produite et/ou utilisée :

- les pompes à chaleur ;
- les systèmes d'énergie solaire photovoltaïque sur site ;
- l'énergie issue de la biomasse (chauffage et refroidissement) ;
- l'énergie solaire thermique (chauffage et eau chaude sanitaire) ;
- la fourniture de chaleur ou de froid externe.

11.2 Calcul de la quantité annuelle d'énergie renouvelable produite et/ou utilisée par m² de surface utile de plancher

La quantité annuelle d'énergie renouvelable produite et/ou utilisée de l'unité PEN est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 152} \quad q_{\text{RE}} = \frac{(Q_{\text{RE,HP}} + E_{\text{RE,PV}} + Q_{\text{RE,bio}} + Q_{\text{RE,as}} + Q_{\text{RE,dh}})}{A_{\text{usable}}} \quad (\text{kWh/m}^2)$$

où :

$Q_{\text{RE,HP}}$	la quantité annuelle d'énergie renouvelable utilisée par des pompes à chaleur, déterminée selon le § 11.3, en kWh ;
$E_{\text{RE,PV}}$	la quantité annuelle d'énergie renouvelable produite par des systèmes d'énergie solaire photovoltaïque, déterminée selon le § 11.4, en kWh ;
$Q_{\text{RE,bio}}$	la quantité annuelle d'énergie renouvelable produite par la biomasse, déterminée selon le § 11.5, en kWh ;
$Q_{\text{RE,as}}$	la quantité annuelle d'énergie renouvelable produite par des systèmes d'énergie solaire thermique, déterminée selon le § 11.6, en kWh ;
$Q_{\text{RE,dh}}$	la quantité annuelle d'énergie renouvelable utilisée dans l'unité PEN via une fourniture de chaleur ou de froid externe, déterminée selon le § 11.7, en kWh ;
A_{usable}	la surface utile de plancher de l'unité PEN, définie dans le texte principal du présent arrêté, en m ² .

11.3 Calcul de la quantité annuelle d'énergie renouvelable utilisée par des pompes à chaleur

La quantité annuelle d'énergie renouvelable utilisée dans l'unité PEN par des pompes à chaleur est déterminée comme suit :

$$Q_{RE,HP} = \sum_{m=1}^{12} \left(\begin{aligned} & \sum_i \left(1 - \frac{1}{\eta_{gen,heat,pref}} \right) \cdot \frac{\left((1-f_{as,heat,seci,m}) \cdot f_{heat,m,pref} \right) \cdot w_{HP,heat,seci,pref} \cdot Q_{heat,gross,seci,m}}{3,6} \\ & + \sum_i \sum_1 \left(1 - \frac{1}{\eta_{gen,heat,npref 1}} \right) \cdot \frac{\left((1-f_{as,heat,seci,m}) \cdot f_{heat,m,npref 1} \right) \cdot w_{HP,heat,seci,npref 1} \cdot Q_{heat,gross,seci,m}}{3,6} \\ & + \sum_j \left(1 - \frac{1}{\eta_{gen,heat,pref}} \right) \cdot \frac{\left((1-f_{as,hum,j,m}) \cdot (1-f_{heat,m,pref}) \right) \cdot w_{HP,hum,j,pref} \cdot Q_{hum,net,j,m}}{3,6} \\ & + \sum_j \sum_1 \left(1 - \frac{1}{\eta_{gen,heat,npref 1}} \right) \cdot \frac{\left((1-f_{as,hum,j,m}) \cdot f_{heat,m,npref 1} \right) \cdot w_{HP,hum,j,npref 1} \cdot Q_{hum,net,j,m}}{3,6} \\ & + \sum_i \left(1 - \frac{1}{\eta_{gen,water,bath i,m,pref} \cdot \eta_{stor,water,bath i,m,pref}} \right) \cdot \frac{\left((1-f_{as,water,bath i,m}) \cdot f_{water,bath i,m,pref} \right) \cdot w_{HP,water,bath i,pref} \cdot Q_{water,bath i,gross,m}}{3,6} \\ & + \sum_i \sum_1 \left(1 - \frac{1}{\eta_{gen,water,bath i,m,npref 1} \cdot \eta_{stor,water,bath i,m,npref 1}} \right) \cdot \frac{\left((1-f_{as,water,bath i,m}) \cdot f_{water,bath i,m,npref 1} \right) \cdot w_{HP,water,bath i,npref 1} \cdot Q_{water,bath i,gross,m}}{3,6} \\ & + \sum_j \left(1 - \frac{1}{\eta_{gen,water,sink j,m,pref} \cdot \eta_{stor,water,sink j,m,pref}} \right) \cdot \frac{\left((1-f_{as,water,sink j,m}) \cdot f_{water,sink j,m,pref} \right) \cdot w_{HP,water,sink j,pref} \cdot Q_{water,sink j,gross,m}}{3,6} \\ & + \sum_j \sum_1 \left(1 - \frac{1}{\eta_{gen,water,sink j,m,npref 1} \cdot \eta_{stor,water,sink j,m,npref 1}} \right) \cdot \frac{\left((1-f_{as,water,sink j,m}) \cdot f_{water,sink j,m,npref 1} \right) \cdot w_{HP,water,sink j,npref 1} \cdot Q_{water,sink j,gross,m}}{3,6} \\ & + \sum_k \left(1 - \frac{1}{\eta_{gen,water,other k,m,pref} \cdot \eta_{stor,water,other k,m,pref}} \right) \cdot \frac{\left((1-f_{as,water,other k,m}) \cdot f_{water,other k,m,pref} \right) \cdot w_{HP,water,other k,pref} \cdot Q_{water,other k,gross,m}}{3,6} \\ & + \sum_k \sum_1 \left(1 - \frac{1}{\eta_{gen,water,other k,m,npref 1} \cdot \eta_{stor,water,other k,m,npref 1}} \right) \cdot \frac{\left((1-f_{as,water,other k,m}) \cdot f_{water,other k,m,npref 1} \right) \cdot w_{HP,water,other k,npref 1} \cdot Q_{water,other k,gross,m}}{3,6} \end{aligned} \right) +$$

Eq. 423

(kWh)

où :

- $\eta_{gen,heat,pref}$ le rendement de production du (des) producteurs(s) de chaleur préférentiel(s), déterminé selon le § 7.5.1, (-) ;
- $f_{as, [...], m}$ la part des besoins de chaleur totaux qui est couverte par un système d'énergie solaire thermique, déterminée selon le § 10.4 de l'annexe V. Avec les indices « heat,sec i » et « hum,j » pour la fourniture de chaleur au secteur énergétique i et à l'humidificateur j respectivement, et les indices « water,bath i », « water,sink j » et « water,other k » pour la préparation d'eau chaude sanitaire d'une douche/baignoire i, d'un évier de cuisine j et d'un autre point de puisage k d'eau chaude sanitaire respectivement, (-) ;
- $f_{heat,m,pref}$ la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteur(s) de chaleur connecté(s) préférentiel(s), telle que déterminée au § 7.3.1 (-) ;

$f_{\text{heat},m,\text{npref } l}$	la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) l , déterminée selon le § 7.3.1, (-) ;
$f_{\text{water},m,\text{pref}}$	la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteurs(s) de chaleur connecté(s) préférentiel(s) pour la préparation d'eau chaude sanitaire, avec l'indice « bath i », « sink j » ou « other k » selon le cas, déterminée selon le § 10.3.2 de l'annexe V au présent arrêté, (-) ;
$f_{\text{water},m,\text{npref } l}$	la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteurs(s) de chaleur non préférentiel(s) l pour la préparation d'eau chaude sanitaire, avec l'indice « bath i », « sink j » ou « other k » selon le cas, déterminée selon le § 10.3.2 de l'annexe V au présent arrêté, (-) ;
W_{HP}	un facteur de pondération qui détermine si une pompe à chaleur, visée à l'article 9.1.12/2,4°, du présent arrêté, assure la fourniture de chaleur au secteur énergétique i ou à l'humidificateur j de l'unité PEN, ou la préparation d'eau chaude sanitaire d'une douche/baignoire i , d'un évier de cuisine j et d'un autre point de puisage k respectivement (indices « heat,sec i », « hum, j », « water,bath i », « water,sink j » et « water,other k » respectivement), par le biais ou non d'une fourniture de chaleur préférentielle et non préférentielle (indices « pref » et « npref ») : - si oui : $w_{\text{HP}} = 1$, (-) ; - si non : $w_{\text{HP}} = 0$, (-) ;
$Q_{\text{heat,gross,sec } i,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i , déterminés selon le § 6.2, en MJ ;
$\eta_{\text{gen,heat,npref } k}$	le rendement de production du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k , déterminé selon le § 7.5.1, (-) ;
$Q_{\text{hum,net,j,m}}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification d'un humidificateur j , déterminés selon le § 5.11, en MJ ;
$Q_{\text{water,bath } i,\text{gross},m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou baignoire i , déterminés selon le § 6.2, en MJ ;
$Q_{\text{water,sink } j,\text{gross},m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine j , déterminés selon le § 6.2, en MJ ;
$Q_{\text{water,other } l,\text{gross},m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un autre point de puisage l , déterminés selon le § 6.2, en MJ ;
$\eta_{\text{gen,water,bath } i,m,\text{pref}}$	le rendement de production mensuel du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou baignoire i , déterminé selon le § 7.6, (-) ;
$\eta_{\text{gen,water,bath } i,m,\text{npref } l}$	le rendement de production mensuel du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) l pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou baignoire i , déterminé selon le § 7.6, (-) ;
$\eta_{\text{gen,water,sink } j,m,\text{pref}}$	le rendement de production mensuel du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine j , déterminé selon le § 7.6, (-) ;
$\eta_{\text{gen,water,sink } j,m,\text{npref } l}$	le rendement de production mensuel du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) l pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine j , déterminé selon le § 7.6, (-) ;

$\eta_{\text{gen,water,other } k,m,\text{pref}}$	le rendement de production mensuel du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un autre point de puisage k , déterminé selon le § 7.6, (-) ;
$\eta_{\text{gen,water,other } k,m,\text{npref } l}$	le rendement de production mensuel du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) l pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un autre point de puisage k , déterminé selon le § 7.6, (-) ;
$\eta_{\text{stor,water,bath } i,m,\text{pref}}$	le rendement de stockage mensuel du ballon d'eau chaude pour une douche ou baignoire i , qui est raccordé, en fonction de l'indice « pref » ou « npref l » utilisé, au(x) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) ou non préférentiel(s) l respectivement, déterminé selon le § 7.6, (-) ;
$\eta_{\text{stor,water,bath } i,m,\text{npref } l}$	
$\eta_{\text{stor,water,sink } j,m,\text{pref}}$	le rendement de stockage mensuel du ballon d'eau chaude pour un évier de cuisine j , qui est raccordé, en fonction de l'indice « pref » ou « npref l » utilisé, au(x) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) ou non préférentiel(s) l respectivement, déterminé selon le § 7.6, (-).
$\eta_{\text{stor,water,sink } j,m,\text{npref } l}$	
$\eta_{\text{stor,water,other } k,m,\text{pref}}$	le rendement de stockage mensuel du ballon d'eau chaude pour un autre point de puisage k , qui est raccordé, en fonction de l'indice « pref » ou « npref l » utilisé, au(x) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) ou non préférentiel(s) l respectivement, déterminé selon le § 7.6, (-).
$\eta_{\text{stor,water,other } k,m,\text{npref } l}$	

Il faut faire la somme sur tous les producteurs non préférentiels l et sur tous les secteurs énergétiques i , tous les humidificateurs j , toutes les douches et baignoires i , tous les éviers de cuisine j et tous les autres points de puisage k d'eau chaude sanitaire de l'unité PEN.

11.4 Calcul de la quantité annuelle d'énergie renouvelable produite par des systèmes d'énergie solaire photovoltaïque

La quantité annuelle d'énergie renouvelable produite dans l'unité PEN par des systèmes d'énergie solaire photovoltaïque est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 154} \quad E_{\text{RE,PV}} = \sum_{m=1}^{12} \frac{E_{p,pv,m}}{3,6} \quad (\text{kWh})$$

où :

$E_{p,pv,m}$ la production mensuelle d'électricité de systèmes d'énergie solaire photovoltaïque, calculée selon le § 13.7 de l'annexe V au présent arrêté, en MJ.

11.5 Calcul de la quantité annuelle d'énergie renouvelable produite par la biomasse

La quantité annuelle d'énergie renouvelable produite dans l'unité PEN par la biomasse est déterminée comme suit :

$$Q_{RE,bio} = \sum_{m=1}^{12} \left(\begin{aligned} & \sum_i f_{p,pref} \cdot W_{bio,heat,seci,pref} \cdot \frac{Q_{heat,final,seci,m,pref}}{3,6} \\ & + \sum_i f_{p,pref} \cdot W_{bio,cool,seci,pref} \cdot \frac{Q_{cool,final,seci,m,pref}}{3,6} \\ & + \sum_j f_{p,pref} \cdot W_{bio,hum,j,pref} \cdot \frac{Q_{hum,final,j,m,pref}}{3,6} \\ & + \sum_i \sum_k \left(f_{p,npref k} \cdot W_{bio,heat,seci,npref k} \cdot \frac{Q_{heat,final,seci,m,npref k}}{3,6} \right) \\ & + \sum_i f_{p,npref} \cdot W_{bio,cool,seci,npref} \cdot \frac{Q_{cool,final,seci,m,npref}}{3,6} \\ & + \sum_j \sum_k \left(f_{p,npref k} \cdot W_{bio,hum,j,npref k} \cdot \frac{Q_{hum,final,j,m,npref k}}{3,6} \right) \end{aligned} \right)$$

Eq. 399

(kWh)

où :

 $f_{p,npref}$

le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire du vecteur d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur ou fournisseur(s) de froid préférentiel(s) préférentiel(s) déterminé selon le § 13.3 de l'annexe V au présent arrêté, (-) ;

 $f_{p,npref k}$

le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire du vecteur d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k déterminé selon le § 13.3 de l'annexe V au présent arrêté, (-) ;

 $f_{p,pref}$

le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire du vecteur d'énergie du (des) fournisseur(s) de froid non préférentiel(s) déterminé selon le § 13.3 de l'annexe V au présent arrêté, (-) ;

 W_{bio}

un facteur de pondération qui détermine si un poêle ou une chaudière à biomasse ou une installation de cogénération sur site à biomasse, visés à l'article 9.1.12/2,3°, du présent arrêté, assure la fourniture de chaleur pour le chauffage ou le refroidissement du secteur énergétique i ou la fourniture de chaleur ou de froid à l'humidificateur j de l'unité PEN (indices « heat,sec i », « cool,sec i » et « hum,j » respectivement), par le biais ou non d'une fourniture de chaleur préférentielle et non préférentielle (indices « pref » et « npref m ») :

- si oui : $w_{bio} = 1$;

- si non : $w_{bio} = 0$;

 $Q_{heat,final,sec i,m,pref}$

la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i, telle que déterminée au § 7.2.1, en MJ ;

 $Q_{cool,final,seci,m,pref}$

la consommation finale mensuelle d'énergie des fournisseurs de froid préférentiels pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique i, telle que déterminée au § 7.2.2, en MJ ;

 $Q_{hum,final,j,m,pref}$

la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) au profit de l'humidificateur j, telle que déterminée au § 7.2.1, en MJ ;

$Q_{\text{heat,final,sec } i,m,\text{npref } k}$ la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i , telle que déterminée au § 7.2.1, en MJ.

$Q_{\text{cool,final,sec } i,m,\text{npref}}$ la consommation finale mensuelle d'énergie des fournisseurs de froid non préférentiels pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique i , telle que déterminée au § 7.2.2, en MJ ;

$Q_{\text{hum,final,j,m,npref } k}$ la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k au profit de l'humidificateur j , telle que déterminée au § 7.2.1, en MJ.

Il faut faire la somme sur tous les producteurs non préférentiels k et sur tous les secteurs énergétiques i et tous les humidificateurs j de l'unité PEN.

11.6 Calcul de la quantité annuelle d'énergie renouvelable produite par des systèmes d'énergie solaire thermique

La quantité annuelle d'énergie renouvelable produite dans l'unité PEN par un système d'énergie solaire thermique est déterminée comme suit :

$$Q_{RE,as} = \sum_{m=1}^{12} \left(\begin{aligned} & \sum_i \frac{f_{heat,m,pref} \cdot f_{as,heat,seci,m} \cdot Q_{heat,gross,seci,m}}{3,6 \cdot \eta_{gen,heat,pref}} + \sum_i \sum_{l1} \left(\frac{f_{heat,m,npref1} \cdot f_{as,heat,seci,m} \cdot Q_{heat,gross,seci,m}}{3,6 \cdot \eta_{gen,heat,npref1}} \right) \\ & + \sum_j \frac{f_{heat,m,pref} \cdot f_{as,hum,j,m} \cdot Q_{hum,net,j,m}}{3,6 \cdot \eta_{gen,heat,pref}} + \sum_j \sum_{l1} \left(\frac{f_{heat,m,npref1} \cdot f_{as,hum,j,m} \cdot Q_{hum,net,j,m}}{3,6 \cdot \eta_{gen,heat,npref1}} \right) \\ & + \sum_i \frac{f_{water,bath\ i,m,pref} \cdot f_{as,water,bath\ i,m} \cdot Q_{water,bath\ i,gross,m}}{3,6 \cdot \eta_{gen,water,bath\ i,m,pref} \cdot \eta_{stor,water,bathi,m,pref}} \\ & + \sum_i \sum_{l1} \left(\frac{f_{water,bath\ i,m,npref1} \cdot f_{as,water,bath\ i,m} \cdot Q_{water,bath\ i,gross,m}}{3,6 \cdot \eta_{gen,water,bath\ i,m,npref1} \cdot \eta_{stor,water,bathi,m,npref1}} \right) \\ & + \sum_i \frac{f_{water,sink\ i,m,pref} \cdot f_{as,water,sink\ i,m} \cdot Q_{water,sink\ i,gross,m}}{3,6 \cdot \eta_{gen,water,sink\ i,m,pref} \cdot \eta_{stor,water,sinki,m,pref}} \\ & + \sum_i \sum_{l1} \left(\frac{f_{water,sink\ i,m,npref1} \cdot f_{as,water,sink\ i,m} \cdot Q_{water,sink\ i,gross,m}}{3,6 \cdot \eta_{gen,water,sink\ i,m,npref1} \cdot \eta_{stor,water,sinki,m,npref1}} \right) \\ & + \sum_k \frac{f_{water,other\ k,m,pref} \cdot f_{as,water,otherk,m} \cdot Q_{water,otherk,gross,m}}{3,6 \cdot \eta_{gen,water,other\ k,m,pref} \cdot \eta_{stor,water,otherk,m,pref}} \\ & + \sum_k \sum_{l1} \left(\frac{f_{water,other\ k,m,npref1} \cdot f_{as,water,otherk,m} \cdot Q_{water,otherk,gross,m}}{3,6 \cdot \eta_{gen,water,other\ k,m,npref1} \cdot \eta_{stor,water,otherk,m,npref1}} \right) \end{aligned} \right)$$

Eq. 400

(kWh)

où :

$f_{heat,m,pref}$

la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteur(s) de chaleur connecté(s) préférentiel(s), telle que déterminée au § 7.3.1 (-) ;

$f_{heat,m,npref1}$

la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) l, telle que déterminée au § 7.3.1, (-) ;

$f_{water,m,pref}$

la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteurs(s) de chaleur connecté(s) préférentiel(s) pour la préparation d'eau chaude sanitaire, avec l'indice « bath i », « sink j » ou « other k » selon le cas, déterminée selon le § 10.3.2 de l'annexe V au présent arrêté, (-) ;

$f_{water,m,npref1}$

la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) producteurs(s) de chaleur non préférentiel(s) l pour la préparation d'eau chaude sanitaire, avec l'indice « bath i », « sink j » ou « other k » selon le cas, déterminée selon le § 10.3.2 de l'annexe V au présent arrêté, (-) ;

$Q_{heat,gross,sec\ i,m}$

les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i, déterminés selon le § 6.2, en MJ ;

$Q_{hum,net,j,m}$

les besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification d'un humidificateur j, déterminés selon le § 5.11, en MJ ;

$f_{as,[...],m}$

la part des besoins de chaleur totaux qui est couverte par un système d'énergie solaire thermique, déterminée comme décrit au § 10.4 de l'annexe V. Avec les indices « heat,sec i » et « hum,j » pour la fourniture de chaleur au secteur énergétique i et à l'humidificateur j respectivement, et les indices « water,bath i »,

	« water,sink j » et « water,other k » pour la préparation d'eau chaude sanitaire d'une douche/baignoire i, d'un évier de cuisine j et d'un autre point de puisage k d'eau chaude sanitaire respectivement, (-) ;
$\eta_{\text{gen,heat,pref}}$	le rendement de production du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s), déterminé selon le § 7.5.1, (-) ;
$\eta_{\text{gen,heat,npref l}}$	le rendement de production du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) l, déterminé selon le § 7.5.1, (-) ;
$\eta_{\text{gen,water,bath i,m,pref}}$	le rendement de production mensuel du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou baignoire i, déterminé selon le § 7.6, (-) ;
$\eta_{\text{gen,water,bath i,m,npref l}}$	le rendement de production mensuel du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) l pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou baignoire i, déterminé selon le § 7.6, (-) ;
$\eta_{\text{gen,water,sink j,m,pref}}$	le rendement de production mensuel du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine j, déterminé selon le § 7.6, (-) ;
$\eta_{\text{gen,water,sink j,m,npref l}}$	le rendement de production mensuel du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) l pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine j, déterminé selon le § 7.6, (-) ;
$\eta_{\text{gen,water,other k,m,pref}}$	le rendement de production mensuel du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un autre point de puisage k, déterminé selon le § 7.6, (-) ;
$\eta_{\text{gen,water,other k,m,npref l}}$	le rendement de production mensuel du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) l pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un autre point de puisage k, déterminé selon le § 7.6, (-) ;
$\eta_{\text{stor,water,bath i,m,pref}}$	
$\eta_{\text{stor,water,bath i,m,npref l}}$	le rendement de stockage mensuel du ballon d'eau chaude pour une douche ou baignoire i, qui est raccordé, en fonction de l'indice « pref » ou « npref l » utilisé, au(x) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) ou non préférentiel(s) l respectivement, déterminé selon le § 7.6, (-) ;
$\eta_{\text{stor,water,sink j,m,pref}}$	
$\eta_{\text{stor,water,sink j,m,npref l}}$	le rendement de stockage mensuel du ballon d'eau chaude pour un évier de cuisine j, qui est raccordé, en fonction de l'indice « pref » ou « npref l » utilisé, au(x) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) ou non préférentiel(s) l respectivement, déterminé selon le § 7.6, (-).
$\eta_{\text{stor,water,other k,m,pref}}$	
$\eta_{\text{stor,water,other k,m,npref l}}$	le rendement de stockage mensuel du ballon d'eau chaude pour un autre point de puisage k, qui est raccordé, en fonction de l'indice « pref » ou « npref l » utilisé, au(x) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) ou non préférentiel(s) l respectivement, déterminé selon le § 7.6, (-).

Il faut faire la somme sur tous les producteurs non préférentiels l et sur tous les secteurs énergétiques i, tous les humidificateurs j, toutes les douches et

baignoires i, tous les éviers de cuisine i et tous les autres points de puisage k d'eau chaude sanitaire de l'unité PEN.

11.7 Calcul de la quantité annuelle d'énergie renouvelable via une fourniture de chaleur externe

La quantité annuelle d'énergie renouvelable utilisée dans l'unité PEN via une fourniture de chaleur externe est déterminée comme suit :

$$\begin{aligned}
 Q_{RE,dh} = f_{RE,dh} \cdot \sum_{m=1}^{12} & \left(\begin{aligned}
 & \sum_i f_{p,dh,pref} \cdot W_{dh,heat,seci,pref} \cdot \frac{Q_{heat,final,seci,m,pref}}{3,6} \\
 & + \sum_i f_{p,dh,pref} \cdot W_{dh,cool,seci,pref} \cdot \frac{Q_{cool,final,seci,m,pref}}{3,6} \\
 & + \sum_j f_{p,dh,pref} \cdot W_{dh,hum,j,pref} \cdot \frac{Q_{hum,final,j,m,pref}}{3,6} \\
 & + \sum_i \sum_l \left(f_{p,dh,npref\ l} \cdot W_{dh,heat,seci,npref\ l} \cdot \frac{Q_{heat,final,seci,m,npref\ l}}{3,6} \right) \\
 & + \sum_i f_{p,dh,npref\ l} \cdot W_{dh,cool,seci,npref\ l} \cdot \frac{Q_{cool,final,seci,m,npref\ l}}{3,6} \\
 & + \sum_j \sum_l \left(f_{p,dh,npref\ l} \cdot W_{dh,hum,j,npref\ l} \cdot \frac{Q_{hum,final,j,m,npref\ l}}{3,6} \right) \\
 & + \sum_i f_{p,dh,pref} \cdot W_{dh,water,bath\ i,pref} \cdot \frac{Q_{water,bath\ i,final,m,pref}}{3,6} \\
 & + \sum_j f_{p,dh,pref} \cdot W_{dh,water,sink\ j,pref} \cdot \frac{Q_{water,sink\ j,final,m,pref}}{3,6} \\
 & + \sum_k f_{p,dh,pref} \cdot W_{dh,water,other\ k,pref} \cdot \frac{Q_{water,other\ k,final,m,pref}}{3,6} \\
 & + \sum_i \sum_l \left(f_{p,dh,npref\ l} \cdot W_{dh,water,bath\ i,npref\ l} \cdot \frac{Q_{water,bath\ i,final,m,npref\ l}}{3,6} \right) \\
 & + \sum_j \sum_l \left(f_{p,dh,npref\ l} \cdot W_{dh,water,sink\ j,npref\ l} \cdot \frac{Q_{water,sink\ j,final,m,npref\ l}}{3,6} \right) \\
 & + \sum_k \sum_l \left(f_{p,dh,npref\ l} \cdot W_{dh,water,other\ k,npref\ l} \cdot \frac{Q_{water,other\ k,final,m,npref\ l}}{3,6} \right)
 \end{aligned} \right) \quad (\text{kWh})
 \end{aligned}$$

Eq. 424

où :

- $f_{RE,dh,m}$ la part renouvelable mensuelle du système de fourniture de chaleur externe, visé à l'article 9.1.12/2,5°, du présent arrêté ;
- $f_{p,dh,m,pref}$ le facteur mensuel équivalent d'énergie primaire du système préférentiel de fourniture de chaleur ou de froid externe, déterminé selon le § 13.3 de l'annexe V au présent arrêté, (-) ;
- $f_{p,dh,m,npref\ l}$ le facteur mensuel équivalent d'énergie primaire du système non préférentiel de fourniture de chaleur externe l, déterminé selon le § 13.3 de l'annexe V au présent arrêté, (-) ;
- $f_{p,dh,m,npref}$ le facteur mensuel équivalent d'énergie primaire du (des) système(s) non préférentiel(s) l de fourniture de froid externe, déterminée selon le § 13.3 de l'annexe V au présent arrêté, (-) ;
- W_{dh} un facteur de pondération qui détermine si un système de fourniture de chaleur externe, visé à l'article 9.1.12/2,5°, du présent arrêté, assure la fourniture de chaleur pour le chauffage ou le refroidissement du secteur énergétique i ou la fourniture de chaleur à l'humidificateur j de l'unité PEN (indices « heat,sec i », « cool,sec i » et « hum,j »

respectivement) ou la préparation d'eau chaude sanitaire d'une douche/baignoire i , d'un évier de cuisine j ou d'un autre point de puisage k respectivement (indices « water,bath i », « water,sink j » et « water,other k »), par le biais ou non d'une fourniture de chaleur ou de froid préférentielle et non préférentielle (indices « pref » et « npref » ou « npref l ») :

- si oui : $w_{dh} = 1$;

- si non : $w_{dh} = 0$;

$Q_{heat,final,sec\ i,m,pref}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) fournisseur(s) de chaleur préférentiel(s) pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i , telle que déterminée au § 7.2.1, en MJ ;
$Q_{cool,final,sec\ i,m,pref}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) fournisseur(s) de froid préférentiel(s) pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique i , telle que déterminée au § 7.2.2, en MJ ;
$Q_{hum,final,j,m,pref}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) fournisseur(s) de chaleur préférentiel(s) au profit de l'humidificateur j , telle que déterminée au § 7.2.1, en MJ ;
$Q_{heat,final,sec\ i,m,npref\ l}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) fournisseur(s) de chaleur préférentiel(s) l pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i , telle que déterminée au § 7.2.1, en MJ ;
$Q_{cool,final,sec\ i,m,npref}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) fournisseur(s) de froid non préférentiel(s) pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique i , telle que déterminée au § 7.2.2, en MJ ;
$Q_{hum,final,j,m,npref\ l}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) fournisseur(s) de chaleur non préférentiel(s) l au profit de l'humidificateur j , telle que déterminée au § 7.2.1, en MJ ;
$Q_{water,bath\ i,final,m,pref}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou baignoire i , déterminée selon le § 7.6, en MJ ;
$Q_{water,sink\ j,final,m,pref}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine j , déterminée selon le § 7.6, en MJ ;
$Q_{water,other\ k,final,m,pref}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un autre point de puisage k , déterminée selon le § 7.6, en MJ ;
$Q_{water,bath\ i,final,m,npref\ l}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) l pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou baignoire i , déterminée selon le § 7.6, en MJ ;
$Q_{water,sink\ j,final,m,npref\ l}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) l pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine j , déterminée selon le § 7.6, en MJ ;
$Q_{water,other\ k,final,m,npref\ l}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du (des) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) l pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un autre point de puisage k , déterminée selon le § 7.6, en MJ.

Il faut faire la somme sur tous les systèmes non préférentiels de fourniture de chaleur externe l et sur tous les secteurs énergétiques i, tous les humidificateurs j, toutes les douches et baignoires i, tous les éviers de cuisine j et tous les autres points de puisage k d'eau chaude sanitaire de l'unité PEN.

Bijlage A Cogénération

A.1 Principe

Une installation de cogénération produit simultanément de la chaleur et de l'électricité. La consommation finale d'énergie (c.-à-d. la consommation de combustible) de l'installation de cogénération est calculée selon le § 10.2 de l'annexe V au présent arrêté pour les secteurs énergétiques des unités PER et selon le § 10.7 de la présente annexe pour les secteurs énergétiques des unités PEN. Cette production est convertie en quantité d'énergie primaire épargnée selon le § 12.2.2 de l'annexe V au présent arrêté pour les unités PER et selon le § 10.3 de la présente annexe pour les unités PEN.

Dans la présente annexe, on détermine la quantité d'électricité produite par cogénération.

A.2 Détermination du rendement de conversion électrique et thermique de la cogénération

Le rendement de conversion électrique de la cogénération est le rapport entre l'énergie électrique produite et la teneur énergétique (sur la base du pouvoir calorifique supérieur) du combustible consommé. Le rendement de conversion thermique est le rapport entre la chaleur produite et la teneur énergétique (sur la base du pouvoir calorifique supérieur) du combustible consommé.

Pour les moteurs à combustion interne au gaz naturel, au gaz issu de la biomasse, au mazout et à l'huile végétale, les rendements de conversion sont déterminés au § A.2.1. Les rendements de conversion pour les autres technologies sont déterminés au § A.2.2.

Le ministre peut définir des spécifications complémentaires et/ou divergentes pour calculer les rendements de conversion électrique et thermique.

A.2.1 Détermination du rendement de conversion électrique et thermique d'un moteur à combustion interne au gaz naturel, au gaz issu de la biomasse, au mazout ou à l'huile végétale

La méthode de détermination des rendements de conversion dépend de la puissance électrique de l'installation de cogénération.

Si la puissance électrique de l'installation de cogénération est inconnue, elle peut être déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 158} \quad P_{\text{cogen,elec}} = a \cdot (P_{\text{cogen,th}})^b \quad (\text{kW})$$

où :

$P_{\text{cogen,elec}}$ la puissance électrique de l'installation de cogénération, en kW ;

a, b des paramètres (variables en fonction du combustible utilisé) pour déterminer la puissance électrique en fonction de la puissance thermique, dérivés du Tableau [34], (-) ;

$P_{\text{cogen,th}}$ la puissance thermique de l'installation de cogénération, en kW. Cette puissance est déterminée conformément à la méthode utilisée pour les appareils au gaz.

Tableau [34] : Paramètres pour déterminer la puissance électrique en fonction de la puissance thermique (moteur à combustion interne)

Combustible	a	b
gaz naturel	0,3323	1,123
gaz issu de la biomasse	0,3305	1,147
mazout	0,3947	1,131
huile végétale	0,3306	1,152

Cas 1 : $P_{\text{cogen,elec}} < 5 \text{ kW}$

On dérive les rendements de conversion électrique et thermique de l'installation de cogénération du Tableau [35].

Tableau [35] : Rendements de conversion électrique et thermique de la cogénération (moteur à combustion interne, $P_{\text{cogen,elec}} < 5 \text{ kW}$)

Combustible	$\varepsilon_{\text{cogen,elec}}$	$\varepsilon_{\text{cogen,th}}$
gaz naturel	0,251	0,573
gaz issu de la biomasse	0,248	0,542
mazout	0,279	0,536
huile végétale	0,268	0,573

Cas 2 : $5 \text{ kW} \leq P_{\text{cogen,elec}} \leq 5000 \text{ kW}$

Les rendements de conversion électrique et thermique de l'installation de cogénération sont déterminés comme suit :

$$\text{Eq. 159} \quad \varepsilon_{\text{cogen,elec}} = a_{\text{elec}} \cdot (P_{\text{cogen,elec}})^{b_{\text{elec}}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 160} \quad \varepsilon_{\text{cogen,th}} = a_{\text{th}} \cdot (P_{\text{cogen,elec}})^{b_{\text{th}}} \quad (-)$$

où :

$\varepsilon_{\text{cogen,elec}}$ le rendement de conversion électrique de l'installation de cogénération, (-) ;

$a_{\text{elec}}, b_{\text{elec}}$ des paramètres (variables en fonction du combustible utilisé) pour déterminer le rendement de conversion électrique, dérivés du Tableau [36], (-) ;

$P_{\text{cogen,elec}}$ la puissance électrique de l'installation de cogénération, en kW. Si cette puissance est inconnue, elle est déterminée comme décrit plus haut ;

$\varepsilon_{\text{cogen,th}}$ le rendement de conversion thermique de l'installation de cogénération, (-) ;

$a_{\text{th}}, b_{\text{th}}$ des paramètres (variables en fonction du combustible utilisé) pour déterminer le rendement de conversion thermique, dérivés du Tableau [36], (-).

Tableau [36] : Paramètres pour déterminer les rendements de conversion électrique et thermique de la cogénération (moteur à combustion interne, $5 \text{ kW} \leq P_{\text{cogen,elec}} \leq 5000 \text{ kW}$)

Combustible	a_{elec}	b_{elec}	a_{th}	b_{th}
gaz naturel	0,228	0,061	0,623	-0,053
gaz issu de la biomasse	0,222	0,069	0,601	-0,065
mazout	0,253	0,063	0,587	-0,057
huile végétale	0,240	0,070	0,637	-0,066

Cas 3 : $P_{\text{cogen,elec}} > 5000 \text{ kW}$

On dérive les rendements de conversion électrique et thermique de l'installation de cogénération du Tableau [37].

Tableau [37] : Rendements de conversion électrique et thermique de la cogénération (moteur à combustion interne, $P_{\text{cogen,elec}} > 5000 \text{ kW}$)

Combustible	$\varepsilon_{\text{cogen,elec}}$	$\varepsilon_{\text{cogen,th}}$
gaz naturel	0,384	0,396
gaz issu de la biomasse	0,400	0,345
mazout	0,433	0,361
huile végétale	0,436	0,363

A.2.2 Détermination du rendement de conversion électrique et thermique de technologies autres que les moteurs à combustion interne au gaz naturel, au gaz issu de la biomasse, au mazout ou à l'huile végétale

Les rendements de conversion électrique et thermique de la cogénération qui ne relève pas du § A.2.1 (comme les moteurs Stirling, les turbines à gaz, les systèmes à cycle organique de Rankine, les piles à combustible, etc.), sont déterminés comme suit :

$$\text{Eq. 161} \quad \varepsilon_{\text{cogen,elec}} = 0,77 \cdot \frac{P_{\text{cogen,elec}}}{P_{\text{cogen,elec}} + P_{\text{cogen,th}}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 162} \quad \varepsilon_{\text{cogen,th}} = 0,77 \cdot \frac{P_{\text{cogen,th}}}{P_{\text{cogen,elec}} + P_{\text{cogen,th}}} \quad (-)$$

où :

$\varepsilon_{\text{cogen,elec}}$ le rendement de conversion électrique de l'installation de cogénération, (-) ;

$P_{\text{cogen,th}}$ la puissance thermique de l'installation de cogénération, en kW. Cette puissance est déterminée conformément à la méthode utilisée pour les appareils au gaz ;

$P_{\text{cogen,elec}}$ la puissance électrique de l'installation de cogénération, en kW ;

$\varepsilon_{\text{cogen,th}}$ le rendement de conversion thermique de l'installation de cogénération, (-).

A.3 Détermination de la consommation finale mensuelle d'énergie d'une installation de cogénération

A.3.1 Règle de calcul

On détermine la consommation finale mensuelle d'énergie d'une installation de cogénération i sur la base du chauffage des locaux, de l'humidification, de l'eau chaude sanitaire et du refroidissement à entraînement thermique couverts par une installation de cogénération i , comme suit :

$$\text{Eq. 163} \quad Q_{\text{cogen,final,i,m}} = \frac{Q_{\text{cogen,heat,i,m}} + Q_{\text{cogen,hum,i,m}} + Q_{\text{cogen,cool,i,m}} + Q_{\text{cogen,water,i,m}}}{\varepsilon_{\text{cogen,th}}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{\text{cogen,final,i,m}}$ la consommation finale mensuelle d'énergie d'une installation de cogénération i , en MJ.

$Q_{\text{cogen,heat,i,m}}$ la part de l'installation de cogénération i dans les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux, déterminée selon le § A.3.2, en MJ ;

$Q_{\text{cogen,hum,i,m}}$ la part de l'installation de cogénération i dans les besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification, déterminée selon le § A.3.3, en MJ ;

$Q_{\text{cogen,cool,i,m}}$ la part de l'installation de cogénération i dans les besoins mensuels bruts en chaleur pour le refroidissement à entraînement thermique, déterminée selon le § A.3.4, en MJ ;

$Q_{\text{cogen,water,i,m}}$ la part de l'installation de cogénération i dans les besoins mensuels bruts en chaleur pour l'eau chaude sanitaire, déterminée selon le § A.3.5 ;

$\varepsilon_{\text{cogen,th}}$ le rendement de conversion thermique de l'installation de cogénération, déterminé selon le § A.2, (-).

A.3.2 Besoins bruts en énergie pour le chauffage des locaux couverts par la cogénération

On détermine la part d'une installation de cogénération i dans les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux pour l'ensemble de l'unité PEN comme suit :

$$\text{Eq. 164} \quad Q_{\text{cogen,heat,i,m}} = \sum_i f_{\text{heat,m,pref}} \cdot (1 - f_{\text{as,heat,seci,m}}) \cdot Q_{\text{heat,gross,seci,m}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{\text{cogen,heat,i,m}}$ la part de l'installation de cogénération i dans les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux, en MJ ;

$f_{\text{heat,m,pref}}$ la part de l'installation de cogénération dans la fourniture de chaleur du secteur énergétique i , déterminée selon le § 7.3.1, (-) ;

$f_{\text{as,heat,seci,m}}$ la part des besoins de chaleur totaux pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i qui est couverte par un système

d'énergie solaire thermique, déterminée comme décrit au § 7.2.1, (-) ;

$Q_{\text{heat,gross,sec } i,m}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux du secteur énergétique i , déterminés selon le § 6.2, en MJ.

Il convient de faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PEN auxquels l'installation de cogénération i fournit de la chaleur.

A.3.3 Besoins nets en énergie pour l'humidification couverts par la cogénération

On détermine la part d'une installation de cogénération i dans les besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification pour l'ensemble de l'unité PEN comme suit :

$$\text{Eq. 165} \quad Q_{\text{cogen,hum},i,m} = \sum_j f_{\text{heat},m,\text{pref}} \cdot (1 - f_{\text{as,hum},j,m}) \cdot Q_{\text{hum,net},j,m} \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{\text{cogen,hum},i,m}$ la part de l'installation de cogénération i dans les besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification, en MJ ;

$f_{\text{heat},m,\text{pref}}$ la part de l'installation de cogénération dans la fourniture de chaleur à l'humidificateur concerné, déterminée selon le § 7.3.1, (-) ;

$f_{\text{as,hum},j,m}$ la part des besoins de chaleur totaux pour l'humidificateur j couverte par un système d'énergie solaire thermique, déterminée comme décrit au § 7.2.1, (-) ;

$Q_{\text{hum,net},j,m}$ les besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification de l'humidificateur j , déterminés selon le § 5.10, en MJ.

Il convient de faire la somme sur tous les humidificateurs j de l'unité PEN auxquels l'installation de cogénération i fournit de la chaleur.

A.3.4 Besoins bruts en chaleur pour le refroidissement à entraînement thermique couverts par la cogénération

On détermine la part d'une installation de cogénération i dans les besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement des locaux pour l'ensemble de l'unité PEN comme suit :

$$\text{Eq. 166} \quad Q_{\text{cogen,cool},i,m} = \sum_i f_{\text{heat},m,\text{pref}} \cdot \frac{f_{\text{cool,pref}} \cdot Q_{\text{cool,gross,sec } i,m}}{\text{EER}_{\text{nom}}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{\text{cogen,cool},i,m}$ la part de l'installation de cogénération i dans les besoins mensuels bruts en énergie d'une machine frigorifique à entraînement thermique, en MJ ;

$f_{\text{heat},m,\text{pref}}$ la part de la cogénération dans la fourniture de chaleur à la machine frigorifique à entraînement thermique concernée, déterminée selon le § 7.3.1, (-) ;

$f_{\text{cool,pref}}$ la part de la machine frigorifique à entraînement thermique dans la fourniture de froid au secteur énergétique concerné, déterminée selon le § 7.3.2, (-) ;

EER_{nom}	le coefficient de performance (Energy Efficiency Ratio), déterminé conformément au § 7.5.2, (-) ;
$Q_{cool,gross,sec o,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique i desservi par la machine frigorifique à entraînement thermique, déterminés selon le § 6.2, en MJ.

Il convient de faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PEN auxquels la machine frigorifique à entraînement thermique alimentée par l'installation de cogénération i fournit du froid.

A.3.5 Besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire couverts par la cogénération

On détermine la part d'une installation de cogénération dans les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire pour l'ensemble de l'unité PEN comme suit :

$$\begin{aligned}
 Q_{cogen,water,i,m} = & \sum_i f_{heat,m,pref} \times (1 - f_{as,water,bath i,m}) \times Q_{water,bath i,gross,m} \\
 & + \sum_j f_{heat,m,pref} \times (1 - f_{as,water,sink j,m}) \times Q_{water,sink j,gross,m} \\
 & + \sum_k f_{heat,m,pref} \times (1 - f_{as,water,other k,m}) \times Q_{water,other k,gross,m}
 \end{aligned}$$

Eq. 167

(MJ)

où :

$Q_{cogen,water,i,m}$	la part de l'installation de cogénération i dans les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire, en MJ ;
$f_{heat,m,pref}$	la part de la cogénération dans la fourniture de chaleur aux points de puisage d'eau chaude sanitaire, déterminée selon le § 7.3.1, (-) ;
$f_{as,[...],m}$	la part des besoins de chaleur totaux qui est couverte par un système d'énergie solaire thermique, déterminée comme décrit au § 7.2.1. Avec les indices « water,bath i », « water,sink j » et « water,other k » pour la préparation d'eau chaude sanitaire d'une douche ou baignoire i , d'un évier de cuisine i et d'un autre point de puisage k respectivement, (-) ;
$Q_{water,bath i,gross,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou baignoire i , déterminés selon le § 6.5, en MJ ;
$Q_{water,sink j,gross,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine j , déterminés selon le § 6.5, en MJ ;
$Q_{water,other k,gross,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'autres points de puisage k d'eau chaude sanitaire, en MJ, déterminés selon le § 6.5, en MJ ;

Il faut faire la somme sur toutes les douches et baignoires i , tous les éviers de cuisine j et tous les autres points de puisage d'eau chaude sanitaire k in l'unité PEN auxquels l'installation de cogénération i fournit de la chaleur.

A.4 Détermination de la quantité d'électricité produite

Dans le cas d'une installation de cogénération hors site, on considère que la quantité mensuelle d'électricité produite est égale à 0. Dans ce cas, l'économie d'énergie primaire est déjà prise en compte dans le facteur d'énergie primaire pour la fourniture de chaleur externe. Donc : $W_{\text{cogen},i,m} = 0$

On détermine la quantité mensuelle d'électricité produite par l'installation de cogénération sur site i comme suit :

$$\text{Eq. 168} \quad W_{\text{cogen},i,m} = \frac{\varepsilon_{\text{cogen},\text{elec}}}{3,6} \cdot Q_{\text{cogen},\text{final},i,m} \quad (\text{kWh})$$

où :

$W_{\text{cogen},i,m}$ la quantité mensuelle d'électricité produite par une installation de cogénération i , en kWh ;

$\varepsilon_{\text{cogen},\text{elec}}$ le rendement de conversion électrique de l'installation de cogénération, déterminé selon le § A.2, (-) ;

$Q_{\text{cogen},\text{final},i,m}$ la consommation finale mensuelle d'énergie d'une installation de cogénération i , déterminée selon le § A.3, en MJ.

A.5 Paragraphe vide

Paragraphe laissé intentionnellement vide.

A.6 Détermination de la contenance minimale en eau d'un réservoir tampon pour stocker 30 minutes de production d'une installation de cogénération à pleine puissance

On détermine, par convention, la contenance minimale en eau d'un réservoir tampon pour stocker 30 minutes de production de chaleur de l'installation de cogénération sur site i à pleine puissance, $V_{\text{stor},30\text{min},i}$, comme suit :

$$\text{Eq. 170} \quad V_{\text{stor},30\text{min},i} = \frac{0,44 \cdot P_{\text{cogen},\text{th},i}}{(\theta_{\text{cogen},i} - \theta_{\text{return},\text{design},i})} \quad (\text{m}^3)$$

où :

$P_{\text{cogen},\text{th},i}$ la puissance thermique de l'installation de cogénération i , en kW. Cette puissance est déterminée conformément à la méthode utilisée pour les appareils au gaz ;

$\theta_{\text{cogen},i}$ la température à laquelle l'installation de cogénération i fournit de la chaleur, en °C ;

$\theta_{\text{return},\text{design},i}$ la température de retour de conception du système d'émission de chaleur à laquelle l'installation de cogénération i fournit de la chaleur, telle que déterminée au § 10.2.3.2 de l'annexe V au présent arrêté, en °C.

Remarque : si $\theta_{\text{return},\text{design},i}$ est supérieure ou égale à $\theta_{\text{cogen},i}$, le réservoir tampon n'est pas considéré et on suppose d'office que $V_{\text{stor},\text{cogen}} < V_{\text{stor},30 \text{ min}}$.

Bijlage B Pré-refroidissement de l'air de ventilation

B.1 Règle de calcul

Le facteur de multiplication mensuel $r_{\text{precool},\text{fct } f,m}$ pour l'effet du pré-refroidissement de l'air de ventilation pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f est égal au facteur de multiplication mensuel pour l'effet du pré-refroidissement de l'air de ventilation du secteur énergétique i dont la partie fonctionnelle fait partie et celui-ci est égal au facteur de multiplication mensuel pour l'effet du pré-refroidissement de l'air de ventilation de la zone de ventilation z dont le secteur énergétique i fait partie :

$$\text{Eq. 171 } r_{\text{precool},\text{fct } f} = r_{\text{precool},\text{seci},m} = r_{\text{precool},\text{zone } z,m}(-)$$

En l'absence de système de pré-refroidissement de l'air de ventilation dans la zone de ventilation z ou si seulement une partie du débit de ventilation hygiénique de la zone de ventilation z est refroidie à l'aide d'un système de pré-refroidissement de l'air de ventilation, $r_{\text{precool},\text{zone } z,m} = 1$

Si plusieurs unités PEB utilisent le même système de pré-refroidissement de l'air de ventilation, la valeur par défaut de $r_{\text{precool},\text{zone } z,m} = 1$. Des valeurs plus favorables peuvent être déterminées sur la base d'une demande d'équivalence.

En revanche, si un système de pré-refroidissement est présent et que tout le débit de ventilation hygiénique de la zone de ventilation z est refroidi à l'aide d'un système de pré-refroidissement de l'air de ventilation, il convient de déterminer $r_{\text{precool},\text{zone } z,m}$ par le rapport entre l'abaissement de température provoqué par le système de pré-refroidissement et la différence de température initiale et l'efficacité du système de pré-refroidissement $e_{\text{precool},m}$.

$$\text{Eq. 402 } r_{\text{precool},\text{zone } z,m} = 1 - e_{\text{precool},m} \cdot \left(\frac{\theta_{\text{precool},\text{ref},\text{max},m} - \theta_{e,V,\text{cool},m}}{\theta_{i,\text{cool},\text{zone } z,m} - \theta_{e,V,\text{cool},m}} \right) \quad (-)$$

où :

$e_{\text{precool},m}$	l'efficacité mensuelle du système de pré-refroidissement concerné, (-) ;
$\theta_{\text{precool},\text{ref},\text{max},m}$	la température de référence pour l'abaissement de température maximum, en °C ;
$\theta_{e,V,\text{cool},m}$	la valeur de calcul conventionnelle de la température d'alimentation de l'air de ventilation de la ventilation hygiénique, pour les calculs de refroidissement, dérivée du Tableau [45], en °C ;
$\theta_{i,\text{cool},\text{zone } z,m}$	la valeur de calcul mensuelle de la température intérieure de la zone de ventilation z , définie comme le minimum des valeurs de calcul mensuelles de la température intérieure pour les calculs de refroidissement, $\theta_{i,\text{cool},\text{fct } f,m}$, de van toutes les parties fonctionnelles dont se compose la zone de ventilation (considérant qu'un refroidissement actif est appliqué), déterminée selon la Eq. 284, en °C.

Les expressions $e_{\text{precool},m}$ et $\theta_{\text{precool},\text{ref},\text{max},m}$ sont développées pour deux types de technologies dans les paragraphes suivants.

Pour d'autres technologies, il convient de déterminer $r_{\text{precool},\text{zone } z}$ selon des règles préalablement définies par le ministre.

B.2 Échangeur de chaleur sol-eau

Les échangeurs de chaleur de sol sont utilisés pour refroidir ou réchauffer l'air de ventilation (préchauffage/pré-refroidissement). Ici, on utilise la masse thermique de la terre pour transférer la chaleur vers. À une profondeur suffisante, la température du sol est stable. En été, cela signifie que l'air de ventilation fourni peut être refroidi ; en hiver, il peut être réchauffé. Dans des échangeurs de chaleur sol-eau, l'eau est envoyée à travers une série de conduits couplés à une batterie air par l'intermédiaire d'un collecteur. L'eau mise en circulation dans les conduits par une pompe réchauffera ou refroidira l'air.

B.2.1 Efficacité e_{precool,m} du système de pré-refroidissement

Pour un échangeur de chaleur sol-eau, la valeur par défaut est :

$$\text{Eq. 173 } e_{\text{precool},m} = 0,7 \cdot w_{\text{soil}/\text{water},m} \quad (-)$$

où :

$w_{\text{soil}/\text{water},m}$ un facteur mensuel qui prend en compte le temps de fonctionnement de l'échangeur de chaleur sol-eau, (-)

$$\begin{aligned} \text{Eq. 174 Si } \theta_{e,\text{heat},m} - \theta_{\text{soil},m} \leq 0 & \quad \text{alors } w_{\text{soil}/\text{water},m} = 0 \\ \text{Si } 0 < \theta_{e,\text{heat},m} - \theta_{\text{soil},m} \leq 2 & \quad \text{alors } w_{\text{soil}/\text{water},m} = 0,5 \\ \text{Si } \theta_{e,\text{heat},m} - \theta_{\text{soil},m} > 2 & \quad \text{alors } w_{\text{soil}/\text{water},m} = 1 \end{aligned} \quad (-)$$

où :

$\theta_{e,\text{heat},m}$ la température extérieure moyenne mensuelle pour les calculs de chauffage, dérivée du Tableau [1], en °C ;

$\theta_{\text{soil},m}$ la température moyenne mensuelle du sol en fonction de la profondeur du conduit enterré, telle que déterminée au § B.2.2, en °C ;

B.2.2 Température de référence pour l'abaissement de température maximum $\theta_{\text{precool},\text{ref},\text{max},m}$

La température de référence pour la détermination de la performance de l'échangeur de chaleur sol-eau est donnée par :

$$\text{Eq. 346 } \theta_{\text{precool},\text{ref},\text{max},m} = \frac{\left(\frac{e_{\text{wt}} \cdot \theta_{\text{soil},m}}{e_{\text{wt}} - 1} - \frac{0.34 \cdot \sum_f \dot{V}_{\text{hyg},\text{fct } f}}{1160 \dot{V}_W} \cdot \theta_{e,V,\text{cool},m} \right)}{\left(1 - \frac{0.34 \cdot \sum_f \dot{V}_{\text{hyg},\text{fct } f}}{1160 \dot{V}_W} + \frac{1}{e_{\text{wt}} - 1} \right)} \quad (^\circ\text{C})$$

où :

$\dot{V}_{\text{hyg},\text{fct } f}$ le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique qui est pré-refroidi par l'échangeur

de chaleur sol-eau dans la partie fonctionnelle f, en m³/h, déterminé selon les principes du § 5.6.2.2 ;

- \dot{V}_w le débit d'eau à travers l'échangeur de chaleur sol-eau, en m³/h ;
- e_{wt} l'efficacité de l'échangeur de chaleur sol-eau, telle que déterminée ci-dessous ;
- $\theta_{soil,m}$ la température moyenne mensuelle du sol en fonction de la profondeur du conduit enterré, telle que déterminée ci-dessous, en °C ;
- $\theta_{e,V,cool,m}$ la valeur de calcul conventionnelle de la température d'alimentation de l'air de ventilation de la ventilation hygiénique, pour les calculs de refroidissement, dérivée du Tableau [1], en °C ;

Il convient de faire la somme sur toutes les parties fonctionnelles f de la zone de ventilation z qui sont desservies par l'échangeur de chaleur sol-eau.

Pour la détermination de la température moyenne mensuelle du sol $\theta_{soil,m}$, on établit une distinction entre les conduits enterrés horizontaux et verticaux.

- Conduits enterrés horizontaux : on dérive la température moyenne mensuelle du sol du Tableau [38] ;
- Conduits enterrés verticaux : on détermine la température moyenne mensuelle du sol au moyen de la formule ci-dessous :

Eq. 176

$$\theta_{soil,m} = \frac{\theta_{soil,1m,m} + \theta_{soil,2m,m} + \theta_{soil,3m,m} + \theta_{soil,4m,m} + \theta_{soil,5m,m} \cdot (L_{soil/water} - 4)}{L_{soil/water}}$$

(°C)

où :

$\theta_{soil,1m,m}$, $\theta_{soil,2m,m}$, $\theta_{soil,3m,m}$, $\theta_{soil,4m,m}$, $\theta_{soil,5m,m}$ la température moyenne mensuelle du sol à une profondeur de 1, 2, 3, 4 et 5 m respectivement, dérivée du Tableau [38] ;

$L_{soil/water}$ la profondeur maximale du conduit enterré, en m.

Tableau [38] : température moyenne du sol pour la détermination de $\theta_{soil,m}$

	Jan	Fév	Mar	Avr	Mai	Juin	Juil	Août	Sep	Oct	Nov	Déc
0,5 m	4,2	4,3	5,8	8,8	12,1	15,1	16,8	16,8	15,0	12,1	8,7	5,9
1 m	5,4	5,0	6,0	8,2	11,0	13,8	15,5	16,0	14,9	12,7	9,8	7,2
2 m	7,5	6,5	6,6	7,8	9,6	11,7	13,5	14,5	14,3	13,2	11,3	9,2
3 m	9,0	7,9	7,6	7,9	9,0	10,5	11,9	13,1	13,4	13,1	11,9	10,5
4 m	10,0	9,0	8,5	8,4	8,9	9,8	10,9	11,9	12,5	12,6	12,1	11,2
5 m+	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0

Pour les profondeurs intermédiaires, le tableau est interpolé.

L'efficacité de l'échangeur de chaleur sol-eau est donnée par :

$$\text{Eq. 177} \quad e_{wt} = 1 - e^{-\frac{\alpha_{wt} A_{wt}}{1160 \cdot \dot{V}_w}} \quad (-)$$

où :

α_{wt} le coefficient de transmission thermique des conduits dans l'échangeur de chaleur sol-eau, tel que déterminé ci-dessous, en $W/(m^2 \cdot K)$;

A_{wt} la surface d'échange de chaleur des conduits, en m^2 , telle que déterminée ci-dessous ;

\dot{V}_w le débit d'eau à travers l'échangeur de chaleur sol-eau, en m^3/h ;

Le coefficient de transmission thermique des conduits α_{wt} est donné par :

$$\text{Eq. 178} \quad \alpha_{wt} = \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_{tube} + 2t_{tube}}{D_{tube}}\right)}{2\lambda_{tube}/D_{tube}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{tube} + 2t_{soil}}{D_{tube} + 2t_{tube}}\right)}{2\lambda_{soil}/D_{tube}} \right)^{-1}$$

($W/(m^2 \cdot K)$)

où :

α_i le coefficient de convection interne de l'écoulement dans le conduit de l'échangeur de chaleur pour le pré-refroidissement, tel que déterminé ci-dessous, en $W/(m^2 \cdot K)$;

t_{soil} l'épaisseur du massif de terre autour du conduit qui est pris en compte, telle que déterminée ci-dessous, en m ;

D_{tube} le diamètre intérieur du conduit, en m ;

t_{tube} l'épaisseur de la paroi du conduit, en m ;

λ_{tube} la conductivité thermique du conduit, en W/mK ;

λ_{soil} la conductivité thermique du sol, égale par hypothèse à 2, en $W/(m \cdot K)$.

Le coefficient de convection interne est donné par :

- pour l'eau :

$$\text{Eq. 179} \quad \alpha_i = 0,58 \cdot \frac{Nu}{D_{tube}} \quad (W/(m^2 \cdot K))$$

- pour une solution eau/glycol (tous types) :

$$\text{Eq. 180} \quad \alpha_i = 0,43 \cdot \frac{Nu}{D_{tube}} \quad (W/(m^2 \cdot K))$$

où :

$$\text{Eq. 181} \quad Nu = \left(Nu_{lam}^5 + Nu_{turb}^5 \right)^{1/5} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 182} \quad \text{Nu}_{\text{lam}} = \left[3,66^3 + 1,61^3 \cdot \left(\frac{\text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot D_{\text{tube}}}{L_{\text{tube}}} \right) \right]^{1/3} \quad (-)$$

et :

$$\text{Eq. 183} \quad \text{Nu}_{\text{turb}} = \frac{f_{\text{turb}} \cdot (\text{Re} - 1000) \cdot \text{Pr}}{2 \times \left(1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{f_{\text{turb}}}{2}} \cdot (\text{Pr}^{2/3} - 1) \right)} \quad (-)$$

où :

$$\text{Eq. 184} \quad f_{\text{turb}} = (1,58 \cdot \ln \text{Re} - 3,28)^{-2} \quad (-)$$

où :

- pour l'eau :

$$\text{Eq. 185} \quad \text{Re} = 996200 \cdot \frac{4}{3600 \cdot \pi \cdot n_{\text{tube}} \cdot D_{\text{tube}}} \cdot \dot{V}_w \quad (-)$$

$$\text{Pr} = 7$$

- pour une solution eau/glycol (tous types) :

$$\text{Eq. 186} \quad \text{Re} = 624200 \cdot \frac{4}{3600 \cdot \pi \cdot n_{\text{tube}} \cdot D_{\text{tube}}} \cdot \dot{V}_w \quad (-)$$

$$\text{Pr} = 12,5$$

L'épaisseur du massif de terre autour du conduit qui est pris en compte t_{soil} est donnée par :

$$\text{Eq. 187} \quad t_{\text{soil}} = \frac{p_{\text{tube}} - D_{\text{tube}}}{2} \quad \text{si } p_{\text{tube}} - D_{\text{tube}} < 0,5$$

$$t_{\text{soil}} = 0,25 \quad \text{si } p_{\text{tube}} - D_{\text{tube}} \geq 0,5 \quad (\text{m})$$

où :

p_{tube} la distance entre les conduits parallèles, en m ;
 D_{tube} le diamètre intérieur du conduit, en m.

La surface d'échange de chaleur A_{wt} est donnée par :

$$\text{Eq. 188} \quad A_{\text{wt}} = \pi \cdot D_{\text{tube}} \cdot L_{\text{tube}} \cdot n_{\text{tube}} \quad (\text{m}^2)$$

où :

D_{tube} le diamètre intérieur du conduit, en m ;
 L_{tube} la longueur du conduit, en m ;
 n_{tube} le nombre de conduits en parallèle, (-).

B.3 Refroidissement par évaporation

Le principe du refroidissement par évaporation (ou refroidissement adiabatique) consiste à refroidir l'air fourni d'un bâtiment par injection d'eau. Il existe de nombreuses variantes de cette technologie, avec différents prétraitements et techniques de récupération. La performance des systèmes de refroidissement par évaporation varie fortement en fonction du mode de conception de ces systèmes.

Si l'on injecte de l'eau ordinaire dans l'air fourni ou l'air rejeté, on peut utiliser la méthode ci-après.

Pour d'autres systèmes plus complexes, il convient de déterminer $r_{\text{precool},j,m}$ selon le principe d'équivalence.

B.3.1 Efficacité $e_{\text{precool},m}$ du système de pré-refroidissement

Pour le refroidissement par évaporation, la valeur par défaut de l'efficacité est :

$$\text{Eq. 189} \quad e_{\text{precool},m} = 0,8 \cdot w_{\text{evap},m} \quad (-)$$

où :

$w_{\text{evap},m}$ un facteur qui prend en compte le temps de fonctionnement du refroidissement par évaporation, (-) :

$$\text{Eq. 190} \quad \begin{aligned} \text{Si } Q_{\text{cool},\text{net},m} \leq 0 & \quad \text{alors } w_{\text{evap},m} = 0 \\ \text{Si } Q_{\text{cool},\text{net},m} > 0 & \quad \text{alors } w_{\text{evap},m} = 1 \end{aligned} \quad (\text{MJ})$$

où :

$$\text{Eq. 191} \quad Q_{\text{cool},\text{net},m} = \sum Q_{\text{cool},\text{net},\text{sec } l,m} \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{\text{cool},\text{net},\text{sec } l,m}$ les besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique l , déterminés sans prendre en compte le refroidissement par évaporation, en MJ.

Il convient de faire la somme sur tous les secteurs énergétiques l de l'unité PEN qui utilisent le refroidissement par évaporation.

B.3.2 Température de référence pour l'abaissement de température maximum $\theta_{\text{precool},\text{ref},\text{max},m}$

Si l'on injecte de l'eau ordinaire dans l'air fourni ou l'air rejeté, la température de référence est la température de bulbe humide du débit d'air concerné. La valeur par défaut de $\theta_{\text{precool},\text{ref},\text{max},m}$ est réputée égale à la température de bulbe humide moyenne mensuelle dérivée du Tableau [39].

Tableau [39] : Température de bulbe humide moyenne mensuelle humide (°C)

Jan	Fév	Mar	Avr	Mai	Juin	Juil	Août	Sep	Oct	Nov	Déc
1,9	1,7	3,0	5,9	9,3	12,7	14,6	14,7	12,0	9,7	4,8	2,3

Bijlage C Détermination de la valeur de référence de la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire

C.1 Introduction

Pour la détermination de la valeur de référence de la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire, on suit dans les grandes lignes les mêmes principes de calcul que pour le calcul de la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire. La présente annexe suit dès lors la même structure que dans le texte principal et détermine la valeur de référence finale de la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire en son dernier paragraphe, voir le § C.5.1.

C.2 Valeur de référence des besoins nets en énergie pour le chauffage ou le refroidissement des locaux, l'eau chaude sanitaire et l'humidification

C.2.1 Valeur de référence de la valeur de calcul de la température intérieure pour les calculs de chauffage et de refroidissement et intermittence

C.2.1.1 Chauffage continu

Pour les parties fonctionnelles revêtant la fonction :

- hébergement ;
- soins de santé - avec occ. nocturne ;
- soins de santé - salles d'opération ;
- installations sportives : hall de sport / gymnase ;

on a :

$$\text{Eq. 192 } \theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{ref}} = \theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{avg}} = \theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{setpoint}} \quad (^\circ\text{C})$$

où :

$\theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{ref}}$ la valeur de référence de la valeur de calcul de la température intérieure pour le calcul du chauffage de la partie fonctionnelle f , telle qu'utilisée au § C.2.2 pour la détermination des déperditions mensuelles par transmission et par ventilation, en $^\circ\text{C}$;

$\theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{avg}}$ la température intérieure moyenne pour le calcul du chauffage de la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [4], en $^\circ\text{C}$;

$\theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{setpoint}}$ la valeur de consigne de la température intérieure pour le calcul du chauffage de la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [4], en $^\circ\text{C}$.

C.2.1.2 Chauffage quasi continu

C.2.1.2.1 Faible inertie

Pour les parties fonctionnelles non couvertes par le § C.2.1.1, on considère, pour la détermination de la valeur de référence, le chauffage intermittent comme chauffage continu si la valeur de référence de l'inertie de la partie fonctionnelle considérée est suffisamment faible, plus précisément si :

$$\text{Eq. 194 } t_{\text{heat},\text{fct } f,\text{ref}} < 0,2 \cdot t_{\text{unocc},\text{min},\text{fct } f} \quad (\text{h})$$

on a :

$$\text{Eq. 195 } \theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{ref}} = \theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{avg}} \quad (^\circ\text{C})$$

où :

$\tau_{\text{heat},\text{fct } f,\text{ref}}$	la valeur de référence de la constante de temps pour le chauffage de la partie fonctionnelle f , déterminée selon le § C.2.2, en h ;
$t_{\text{unocc},\text{min},\text{fct } f}$	la plus courte période durant laquelle la partie fonctionnelle f n'est pas occupée, dérivée du Tableau [5], en h ;
$\theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{ref}}$	la valeur de référence de la valeur de calcul de la température intérieure pour le calcul du chauffage de la partie fonctionnelle f , telle qu'utilisée au § C.2.2 pour la détermination des déperditions mensuelles par transmission et par ventilation, en °C ;
$\theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{avg}}$	la température intérieure moyenne pour le calcul du chauffage de la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [4], en °C.

C.2.1.2.2 Forte inertie

Pour les parties fonctionnelles non couvertes par le § C.2.1.1, on considère, pour la détermination de la valeur de référence, le chauffage intermittent comme chauffage continu si la valeur de référence de l'inertie de la partie fonctionnelle considérée est suffisamment forte, plus précisément si :

$$\text{Eq. 197 } \tau_{\text{heat},\text{fct } f,\text{ref}} > 3 \cdot t_{\text{unocc},\text{max},\text{fct } f} \quad (\text{h})$$

on a :

$$\text{Eq. 198 } \theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{ref}} = \theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{setpoint}} \quad (^\circ\text{C})$$

où :

$\tau_{\text{heat},\text{fct } f,\text{ref}}$	la valeur de référence de la constante de temps pour le chauffage de la partie fonctionnelle f , déterminée selon le § C.2.2, en h ;
$t_{\text{unocc},\text{max},\text{fct } f}$	la plus longue période durant laquelle la partie fonctionnelle f n'est pas occupée, dérivée du Tableau [5], en h ;
$\theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{ref}}$	la valeur de référence de la valeur de calcul de la température intérieure pour le calcul du chauffage de la partie fonctionnelle f , telle qu'utilisée au § C.2.2 pour la détermination des déperditions mensuelles par transmission et par ventilation, en °C ;
$\theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{setpoint}}$	la valeur de consigne de la température intérieure pour le calcul du chauffage de la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [4], en °C.

C.2.1.3 Chauffage intermittent

Pour les parties fonctionnelles non couvertes par le § C.2.1.1 et pour lesquelles aucune condition du § C.2.1.2.1 (Eq. 194) ou du § C.2.1.2.2 (Eq. 197) n'est remplie, on a :

$$\theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{ref}} = \theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{avg}} + \left(\theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{setpoint}} - \theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{avg}} \right) \cdot \log_{10} \left[\frac{2 \cdot t_{\text{unocc},\text{min},\text{fct } f} - 3 \cdot t_{\text{unocc},\text{max},\text{fct } f} - 9 \cdot t_{\text{heat},\text{fct } f,\text{ref}}}{0,2 \cdot t_{\text{unocc},\text{min},\text{fct } f} - 3 \cdot t_{\text{unocc},\text{max},\text{fct } f}} \right] \quad (-)$$

Eq. 379

où :

$\theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{ref}}$	la valeur de référence de la valeur de calcul de la température intérieure pour le calcul du chauffage de la partie fonctionnelle f , telle qu'utilisée au § C.2.2 pour la détermination des déperditions mensuelles par transmission et par ventilation, en °C ;
$\theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{avg}}$	la température intérieure moyenne pour le calcul du chauffage de la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [4], en °C ;
$\theta_{i,\text{heat},\text{fct } f,\text{setpoint}}$	la valeur de consigne de la température intérieure pour le calcul du chauffage de la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [4], en °C ;
$t_{\text{unocc},\text{min},\text{fct } f}$	la plus courte période durant laquelle la partie fonctionnelle f n'est pas occupée, dérivée du Tableau [5], en h ;
$t_{\text{unocc},\text{max},\text{fct } f}$	la plus longue période durant laquelle la partie fonctionnelle f n'est pas occupée, dérivée du Tableau [5], en h ;
$t_{\text{heat},\text{fct } f,\text{ref}}$	la valeur de référence de la constante de temps pour le chauffage de la partie fonctionnelle f , déterminée selon le § C.2.2, en h.

C.2.1.4 Refroidissement continu

Pour les parties fonctionnelles revêtant la fonction :

- hébergement ;
- soins de santé - avec occ. nocturne ;
- soins de santé - salles d'opération ;

on a :

$$\text{Eq. 347} \quad \theta_{i,\text{cool},\text{fct } f,\text{ref}} = \theta_{i,\text{cool},\text{fct } f,\text{avg}} = \theta_{i,\text{cool},\text{fct } f,\text{setpoint}} \quad (^\circ\text{C})$$

$$\text{Eq. 348} \quad a_{\text{cool},\text{int},\text{fct } f,\text{m},\text{ref}} = 1 \quad (-)$$

où :

$\theta_{i,\text{cool},\text{fct } f,\text{ref}}$	la valeur de référence de la valeur de calcul de la température intérieure pour le calcul du refroidissement des locaux de la partie fonctionnelle f , telle qu'utilisée au § C.2.3 pour la détermination des déperditions mensuelles par transmission et par ventilation, en °C ;
$\theta_{i,\text{cool},\text{fct } f,\text{avg}}$	la température intérieure moyenne pour le calcul du refroidissement des locaux de la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [44], en °C ;
$\theta_{i,\text{cool},\text{fct } f,\text{setpoint}}$	la valeur de consigne de la température intérieure pour le calcul du refroidissement des locaux de la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [44], en °C ;

$a_{cool,int,fct f,m,ref}$ la valeur de référence du facteur de réduction qui prend en compte l'intermittence du refroidissement de la partie fonctionnelle f , pour le mois m , (-).

C.2.1.5 Refroidissement quasi continu

C.2.1.5.1 Faible inertie

Pour les parties fonctionnelles non couvertes par le § C.2.1.4, on considère malgré tout, pour la détermination de la valeur de référence, le refroidissement quasi continu comme refroidissement continu si la valeur de référence de l'inertie de la partie fonctionnelle considérée est suffisamment faible, plus précisément si :

$$\text{Eq. 349 } \tau_{cool,int,fct f,ref} < 0,2 \cdot t_{unocc,min,fct f} \quad (\text{h})$$

on a :

$$\text{Eq. 350 } \theta_{i,cool,fct f,ref} = \theta_{i,cool,fct f,avg} \quad (^\circ\text{C})$$

$$\text{Eq. 351 } a_{cool,int,fct f,m,ref} = 1 \quad (-)$$

où :

$\tau_{cool,int,fct f,ref}$ la valeur de référence de la constante de temps pour la détermination du facteur de réduction qui prend en compte l'intermittence du refroidissement de la partie fonctionnelle f , telle que déterminée ci-dessous, en h ;

$t_{unocc,min,fct f}$ la plus courte période durant laquelle la partie fonctionnelle f n'est pas occupée, dérivée du Tableau [5], en h ;

$\theta_{i,cool,fct f,ref}$ la valeur de référence de la valeur de calcul de la température intérieure pour le calcul du refroidissement des locaux de la partie fonctionnelle f , telle qu'utilisée au § C.2.3 pour la détermination des déperditions mensuelles par transmission et par ventilation, en $^\circ\text{C}$;

$\theta_{i,cool,fct f,avg}$ la température intérieure moyenne pour le calcul du refroidissement des locaux de la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [44], en $^\circ\text{C}$;

$a_{cool,int,fct f,m,ref}$ la valeur de référence du facteur de réduction qui prend en compte l'intermittence du refroidissement de la partie fonctionnelle f , pour le mois m , (-).

La valeur de référence de la constante de temps pour la détermination du facteur de réduction qui prend en compte l'intermittence du refroidissement de la partie fonctionnelle f est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 352 } \tau_{cool,int,fct f,m,ref} = \frac{C_{fct f,ref}}{3,6 \cdot (H_{T,fct f,ref} + H_{V,hyg,cool,fct f,m,ref})} \quad (\text{h})$$

où :

$C_{fct f,ref}$ la valeur de référence de la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f , déterminée selon le § C.2.8, en kJ/K ;

$H_{T, fct f, ref}$ la valeur de référence du coefficient de transfert thermique par transmission de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, déterminée selon le § C.2.4, en W/K ;

$H_{V, hyg, cool, fct f, m, ref}$ la valeur de référence du coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation hygiénique de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminée selon le § C.2.5.2, en W/K.

C.2.1.5.2 Forte inertie

Pour les parties fonctionnelles non couvertes par le § C.2.1.4, on considère malgré tout, pour la détermination de la valeur de référence, le refroidissement quasi continu comme refroidissement continu si la valeur de référence de l'inertie de la partie fonctionnelle considérée est suffisamment forte, plus précisément si :

$$\text{Eq. 353 } \tau_{cool, int, fct f, ref} > 3 \cdot \tau_{unocc, max, fct f} \quad (\text{h})$$

on a :

$$\text{Eq. 354 } \theta_{i, cool, fct f, ref} = \theta_{i, cool, fct f, setpoint} \quad (^\circ\text{C})$$

$$\text{Eq. 355 } a_{cool, int, fct f, m, ref} = 1 \quad (-)$$

où :

$\tau_{cool, int, fct f, ref}$ la valeur de référence de la constante de temps pour la détermination du facteur de réduction qui prend en compte l'intermittence du refroidissement de la partie fonctionnelle f , telle que déterminée au § C.2.1.5.1, en h ;

$\tau_{unocc, max, fct f}$ la plus longue période durant laquelle la partie fonctionnelle f n'est pas occupée, dérivée du Tableau [5], en h ;

$\theta_{i, cool, fct f, ref}$ la valeur de référence de la valeur de calcul de la température intérieure pour le calcul du refroidissement des locaux de la partie fonctionnelle f , telle qu'utilisée au § C.2.3 pour la détermination des déperditions mensuelles par transmission et par ventilation, en $^\circ\text{C}$;

$\theta_{i, cool, fct f, setpoint}$ la valeur de consigne de la température intérieure pour le calcul du refroidissement des locaux de la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [44], en $^\circ\text{C}$;

$a_{cool, int, fct f, m, ref}$ la valeur de référence du facteur de réduction qui prend en compte l'intermittence du refroidissement de la partie fonctionnelle f , pour le mois m , (-).

C.2.1.6 Refroidissement intermittent

Pour les parties fonctionnelles non couvertes par le § C.2.1.4 et pour lesquelles aucune condition du § C.2.1.5.1 (Eq. 349) ou du § C.2.1.5.2 (Eq. 353) n'est remplie, on a :

$$\text{Eq. 356 } \theta_{i, cool, fct f, ref} = \theta_{i, cool, fct f, setpoint} \quad (^\circ\text{C})$$

et :

$$\text{Eq. 357} \quad a_{\text{cool,int,fct } f,m,\text{ref}} = \max \left[f_{\text{cool,fct } f} ; 1 - 3 \cdot \left(\frac{\tau_{0,\text{cool}}}{\tau_{\text{cool,fct } f,\text{ref}}} \right) \cdot \gamma_{\text{cool,fct } f,m,\text{ref}} \cdot (1 - f_{\text{cool,fct } f}) \right]$$

(-)

où :

$\theta_{i,\text{cool,fct } f,\text{ref}}$	la valeur de référence de la valeur de calcul de la température intérieure pour le calcul du refroidissement des locaux de la partie fonctionnelle f , telle qu'utilisée au § C.2.3 pour la détermination des déperditions mensuelles par transmission et par ventilation, en °C ;
$\theta_{i,\text{cool,fct } f,\text{setpoint}}$	la valeur de consigne de la température intérieure pour le calcul du refroidissement des locaux de la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [44], en °C ;
$a_{\text{cool,int,fct } f,m,\text{ref}}$	la valeur de référence du facteur de réduction qui prend en compte l'intermittence du refroidissement de la partie fonctionnelle f , pour le mois m , (-) ;
$f_{\text{cool,fct } f}$	la fraction d'occupation par semaine durant laquelle la partie fonctionnelle f est refroidie à la valeur de consigne de la température intérieure (sans élévation de température). Cette fraction est égale au nombre de jours par semaine durant lesquels la partie fonctionnelle est occupée, déterminé selon le Tableau [2], divisé par 7 (-) ;
$\tau_{0,\text{cool}}$	une constante, dérivée du Tableau [3], en h ;
$\tau_{\text{cool,fct } f,\text{ref}}$	la valeur de référence de la constante de temps pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f , déterminée selon le § C.2.3, en h ;
$\gamma_{\text{cool,fct } f,m,\text{ref}}$	la valeur de référence du rapport mensuel gains-déperditions pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f , déterminée selon le § C.2.3, (-).

C.2.2 Valeur de référence des besoins nets en énergie pour le chauffage des locaux

La valeur de référence des besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage des locaux par secteur énergétique est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 380} \quad Q_{\text{heat,net,sec } i,m,\text{ref}} = \sum_f Q_{\text{heat,net,fct } f,m,\text{ref}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{\text{heat,net,sec } i,m,\text{ref}}$	la valeur de référence des besoins nets en énergie pour le chauffage des locaux, compte tenu de l'intermittence du chauffage, du secteur énergétique i pour le mois m , en MJ ;
$Q_{\text{heat,net,fct } f,m,\text{ref}}$	la valeur de référence des besoins nets en énergie pour le chauffage des locaux, compte tenu de l'intermittence du chauffage, de la partie fonctionnelle f , pour le mois m , telle que déterminée ci-dessous, en MJ.

Il convient de faire la somme sur toutes les parties fonctionnelles f du secteur énergétique i .

Particularité de la fonction « Locaux techniques » : la valeur de référence des besoins nets en énergie pour le chauffage des locaux des parties fonctionnelles

revêtant cette fonction, compte tenu de l'intermittence du chauffage, $Q_{\text{heat,net,fct } f,m,\text{ref}}$, est réputée égale à zéro toute l'année.

Particularité de la fonction « Enseignement » : la valeur de référence des besoins nets en énergie pour le chauffage des locaux des parties fonctionnelles revêtant cette fonction, compte tenu de l'intermittence du chauffage, $Q_{\text{heat,net,fct } f,m,\text{ref}}$, est réputée égale à zéro en juillet et août.

On détermine la valeur de référence des besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage des locaux, compte tenu de l'intermittence du chauffage, par partie fonctionnelle comme suit :

Eq. 405 Si $\gamma_{\text{heat,fct } f,m,\text{ref}}$ est supérieur ou égal à 2,5, ou inférieur à 0, on a :

$$Q_{\text{heat,net,fct } f,m,\text{ref}} = 0 \quad (\text{MJ})$$

Si $\gamma_{\text{heat,fct } f,m,\text{ref}}$ est inférieur à 2,5 et est supérieur ou égal à 0, on a :

$$Q_{\text{heat,net,fct } f,m,\text{ref}} = Q_{L,\text{heat,fct } f,m,\text{ref}} - \eta_{\text{util,heat,fct } f,m,\text{ref}} \cdot Q_{g,\text{heat,fct } f,m,\text{ref}} \quad (\text{MJ})$$

Exception : si $Q_{L,\text{heat,fct } f,m,\text{ref}}$ est égal à 0, on a :

$$Q_{\text{heat,net,fct } f,m} = 0 \quad (\text{MJ})$$

où :

$$\text{Eq. 205} \quad Q_{L,\text{heat,fct } f,m,\text{ref}} = Q_{T,\text{heat,fct } f,m,\text{ref}} + Q_{V,\text{heat,fct } f,m,\text{ref}} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 206} \quad Q_{g,\text{heat,fct } f,m,\text{ref}} = Q_{i,\text{heat,fct } f,m,\text{ref}} + Q_{s,\text{heat,fct } f,m,\text{ref}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$\gamma_{\text{heat,fct } f,m,\text{ref}}$ la valeur de référence du rapport mensuel gains-dépensements de la partie fonctionnelle f , pour le mois m , telle que déterminée ci-dessous, (-) ;

$Q_{\text{heat,net,fct } f,m,\text{ref}}$ la valeur de référence des besoins nets en énergie pour le chauffage des locaux, compte tenu de l'intermittence du chauffage, de la partie fonctionnelle f , pour le mois m , en MJ ;

$Q_{L,\text{heat,fct } f,m,\text{ref}}$ la valeur de référence des dépenses de chaleur mensuelles par transmission et par ventilation de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de chauffage, en MJ ;

$\eta_{\text{util,heat,fct } f,m,\text{ref}}$ la valeur de référence du taux d'utilisation mensuel des gains de chaleur de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de chauffage, telle que déterminée ci-dessous, (-) ;

$Q_{g,\text{heat,fct } f,m,\text{ref}}$ la valeur de référence des gains de chaleur mensuels par ensoleillement et par production de chaleur interne de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de chauffage, en MJ ;

$Q_{T,\text{heat,fct } f,m,\text{ref}}$ la valeur de référence des dépenses de chaleur mensuelles par transmission de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, telle que déterminée ci-dessous, en MJ ;

$Q_{V,\text{heat,fct } f,m,\text{ref}}$ la valeur de référence des dépenses de chaleur mensuelles par ventilation de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de chauffage, telle que déterminée ci-dessous, en MJ ;

$Q_{i,heat,fct f,m,ref}$ la valeur de référence de la production de chaleur interne mensuelle de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de chauffage, déterminée selon le § C.2.6, en MJ ;

$Q_{s,heat,fct f,m,ref}$ la valeur de référence des gains de chaleur solaire mensuels de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, déterminée selon le § C.2.7, en MJ.

et :

$$\text{Eq. 207} \quad Q_{T,heat,fct f,m,ref} = H_{T,fct f,ref} \cdot (\theta_{i,heat,fct f,ref} - \theta_{e,heat,m}) \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 208} \quad Q_{V,heat,fct f,m,ref} = H_{V,heat,fct f,ref} \cdot (\theta_{i,heat,fct f,ref} - \theta_{e,heat,m}) \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

où :

$H_{T,fct f,ref}$ la valeur de référence du coefficient de transfert thermique par transmission de la partie fonctionnelle f , déterminée selon le § C.2.4, en W/K ;

$H_{V,heat,fct f,ref}$ la valeur de référence du coefficient de transfert thermique par ventilation de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de chauffage, déterminée selon le § C.2.5.1, en W/K ;

$\theta_{i,heat,fct f,ref}$ la valeur de référence de la valeur de calcul de la température intérieure pour la détermination des besoins en énergie pour le chauffage, déterminée selon le § C.2.1, en °C ;

$\theta_{e,heat,m}$ la température extérieure moyenne mensuelle pour les calculs de chauffage, dérivée du Tableau [1], en °C ;

t_m la durée du mois, dérivée du Tableau [1], en Ms.

On calcule la valeur de référence du taux d'utilisation pour le chauffage par partie fonctionnelle par mois, $\eta_{util,heat,fct f,m,ref}$, comme suit :

$$\text{Eq. 209} \quad \text{si } Y_{heat,fct f,m,ref} \neq 1 : \quad \eta_{util,heat,fct f,m,ref} = \frac{1 - (Y_{heat,fct f,m,ref})^{a_{ref}}}{1 - (Y_{heat,fct f,m,ref})^{a_{ref}+1}} \quad (-)$$

$$\text{si } Y_{heat,fct f,m,ref} = 1 : \quad \eta_{util,heat,fct f,m,ref} = \frac{a_{ref}}{a_{ref} + 1} \quad (-)$$

où la valeur de référence du rapport mensuel gains-déperditions par partie fonctionnelle par mois, $Y_{heat,fct f,m,ref}$, est définie comme suit :

$$\text{Eq. 210} \quad Y_{heat,fct f,m,ref} = \frac{Q_{g,heat,fct f,m,ref}}{Q_{L,heat,fct f,m,ref}} \quad (-)$$

et où la valeur de référence du paramètre numérique a_{ref} pour la partie fonctionnelle f est donnée par :

$$\text{Eq. 211} \quad a_{ref} = a_{0,heat} + \frac{\tau_{heat,fct f,ref}}{\tau_{0,heat}} \quad (-)$$

avec, comme valeur de référence de la constante de temps pour le chauffage de la partie fonctionnelle f , $\tau_{heat,fct f,ref}$, en h :

$$\text{Eq. 212} \quad \tau_{\text{heat,fct } f,\text{ref}} = \frac{C_{\text{fct } f,\text{ref}}}{3,6 \cdot (H_{\text{T,fct } f,\text{ref}} + H_{\text{V,heat,fct } f,\text{ref}})} \quad (\text{h})$$

où :

$a_{0,\text{heat}}$	une constante, dérivée du Tableau [3], (-) ;
$\tau_{0,\text{heat}}$	une constante, dérivée du Tableau [3], en h ;
$C_{\text{fct } f,\text{ref}}$	la valeur de référence de la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f, déterminée selon le § C.2.8, en kJ/K ;
$H_{\text{T,fct } f,\text{ref}}$	la valeur de référence du coefficient de transfert thermique par transmission de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, déterminée selon le § C.2.4, en W/K ;
$H_{\text{V,heat,fct } f,\text{ref}}$	la valeur de référence du coefficient de transfert thermique par ventilation de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, déterminée selon le § C.2.5.1, en W/K.

C.2.3 Valeur de référence des besoins nets en énergie pour le refroidissement des locaux

La valeur de référence des besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement des locaux par secteur énergétique est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 213} \quad Q_{\text{cool,net,sec } i,\text{m,ref}} = \sum_f Q_{\text{cool,net,fct } f,\text{m,ref}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{\text{cool,net,sec } i,\text{m,ref}}$	la valeur de référence des besoins nets en énergie pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique i, pour le mois m, en MJ ;
$Q_{\text{cool,net,fct } f,\text{m,ref}}$	la valeur de référence des besoins nets en énergie pour le refroidissement des locaux de la partie fonctionnelle f, pour le mois m, telle que déterminée ci-dessous, en MJ.

Il faut faire la somme sur toutes les parties fonctionnelles f du secteur énergétique i.

Particularité des fonctions « Sauna/Piscine » en « Locaux techniques » : la valeur de référence des besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement des locaux des parties fonctionnelles revêtant l'une de ces fonctions, $Q_{\text{cool,net,fct } f,\text{m,ref}}$, est réputée égale à zéro toute l'année.

Particularité de la fonction « Enseignement » : la valeur de référence des besoins nets en énergie pour le refroidissement des locaux des parties fonctionnelles revêtant cette fonction, $Q_{\text{cool,net,fct } f,\text{m,ref}}$, est réputée égale à zéro en juillet et août.

On détermine la valeur de référence des besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement des locaux par partie fonctionnelle comme suit :

Eq. 406 Si $\lambda_{\text{cool,fct } f,\text{m,ref}}$ est supérieur ou égal à 2,5, on a :

$$Q_{\text{cool,net,fct } f,m,\text{ref}} = 0 \quad (\text{MJ})$$

Si $\lambda_{\text{cool,fct } f,m,\text{ref}}$ est inférieur à 2,5, on a :

$$Q_{\text{cool,net,fct } f,m,\text{ref}} = a_{\text{cool,int,fct } f,m,\text{ref}} \cdot (Q_{\text{g,cool,fct } f,m,\text{ref}} - \eta_{\text{util,cool,fct } f,m,\text{ref}} \cdot Q_{\text{L,cool,fct } f,m,\text{ref}})$$

(MJ)

exception : si $Q_{\text{L,cool,fct } f,m,\text{ref}}$ est égal à 0, on a :

$$Q_{\text{cool,net,fct } f,m,\text{ref}} = 0 \quad (\text{MJ})$$

où :

Eq. 215 $Q_{\text{g,cool,fct } f,m,\text{ref}} = Q_{\text{i,cool,fct } f,m,\text{ref}} + Q_{\text{s,cool,fct } f,m,\text{ref}}$ (MJ)

Eq. 216 $Q_{\text{L,cool,fct } f,m,\text{ref}} = Q_{\text{T,cool,fct } f,m,\text{ref}} + Q_{\text{V,cool,fct } f,m,\text{ref}}$ (MJ)

où :

$\lambda_{\text{cool,fct } f,m,\text{ref}}$	la valeur de référence du rapport mensuel déperditions-gains pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f , telle que déterminée ci-dessous, (-) ;
$Q_{\text{cool,net,fct } f,m,\text{ref}}$	la valeur de référence des besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement des locaux de la partie fonctionnelle f , en MJ ;
$a_{\text{cool,int,fct } f,m,\text{ref}}$	la valeur de référence du facteur de réduction qui prend en compte l'intermittence du refroidissement de la partie fonctionnelle f , pour le mois m , (-), déterminée selon le § C.2.1 ;
$Q_{\text{g,cool,fct } f,m,\text{ref}}$	la valeur de référence des gains de chaleur mensuels par ensoleillement et par production de chaleur interne de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, en MJ ;
$\eta_{\text{util,cool,fct } f,m,\text{ref}}$	la valeur de référence du taux d'utilisation mensuel des déperditions de chaleur de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, telle que déterminée ci-dessous, (-) ;
$Q_{\text{L,cool,fct } f,m,\text{ref}}$	la valeur de référence des déperditions de chaleur mensuelles par transmission et par ventilation de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, en MJ ;
$Q_{\text{T,cool,fct } f,m,\text{ref}}$	la valeur de référence des déperditions de chaleur mensuelles par transmission de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, telle que déterminée ci-dessous, en MJ ;
$Q_{\text{V,cool,fct } f,m,\text{ref}}$	la valeur de référence des déperditions de chaleur mensuelles par ventilation de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, telle que déterminée ci-dessous, en MJ ;
$Q_{\text{i,cool,fct } f,m,\text{ref}}$	la valeur de référence de la production de chaleur interne mensuelle de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminée selon le § C.2.6, en MJ ;
$Q_{\text{s,cool,fct } f,m,\text{ref}}$	la valeur de référence des gains de chaleur solaire mensuels de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminée selon le § C.2.7, in MJ.

et :

$$\text{Eq. 359} \quad Q_{T,cool,fct f,m,ref} = H_{T,fct f,ref} \cdot (\theta_{i,cool,fct f,ref} - \theta_{e,cool,m}) \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 360} \quad Q_{V,cool,fct f,m,ref} = Q_{V,hyg,cool,fct f,m,ref} \quad (\text{MJ})$$

où :

$$\text{Eq. 361} \quad Q_{V,hyg,cool,fct f,m,ref} = \left[\begin{array}{c} H_{V,hyg,cool,fct f,m,ref} \cdot \\ (\theta_{i,cool,fct f,m,ref} - \theta_{e,V,cool,hyg,m}) \end{array} \right] \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

où :

$H_{T,cool,fct f,ref}$	la valeur de référence du coefficient de transfert thermique par transmission de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminée selon le § C.2.4, en W/K ;
$\theta_{i,cool,fct f,m,ref}$	la valeur de référence de la valeur de calcul mensuelle de la température intérieure de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, telle que déterminée ci-dessous, en °C ;
$\theta_{e,cool,m}$	la température extérieure moyenne mensuelle pour les calculs de refroidissement, dérivée du Tableau [1], en °C ;
t_m	la durée du mois considéré, dérivée du Tableau [1], en Ms ;
$H_{V,hyg,cool,fct f,m,ref}$	la valeur de référence du coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation hygiénique de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, déterminée selon le § C.2.5.2, en W/K ;
$\theta_{e,V,cool,hyg,m}$	la valeur de calcul conventionnelle de la température d'alimentation de l'air de ventilation de la ventilation hygiénique pour les calculs de refroidissement, égale à $\theta_{e,V,cool,m}$, $\theta_{e,V,cool,day,m}$ ou $\theta_{e,V,cool,night,m}$ respectivement, selon que la partie fonctionnelle f présente une occupation permanente, diurne ou nocturne (voir le Tableau [2]). Ces valeurs sont dérivées du Tableau [45], en fonction du type de système de ventilation ;

Pour les parties fonctionnelles revêtant la fonction « Hébergement », « Bureaux » ou « Enseignement », la valeur de référence de la valeur de calcul mensuelle de la température intérieure pour les calculs de refroidissement est dérivée du Tableau [46]. Pour les parties fonctionnelles revêtant une autre fonction, on a :

$$\text{Eq. 362} \quad \theta_{i,cool,fct f,m,ref} = \theta_{i,cool,fct f,ref} \quad (^\circ\text{C})$$

$\theta_{i,cool,fct f,ref}$	la valeur de référence de la valeur de calcul de la température intérieure pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f , déterminée selon le § C.2.1, in °C
-----------------------------	------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

On calcule la valeur de référence du taux d'utilisation pour le refroidissement par partie fonctionnelle par mois, $\eta_{util,cool,fct f,m,ref}$, comme suit :

Eq. 363 Si $\lambda_{\text{cool,fct f,m,ref}} \geq 0$ et $\lambda_{\text{cool,fct f,m,ref}} \neq 1$:

$$\eta_{\text{util,cool,fct f,m,ref}} = \frac{1 - (\lambda_{\text{cool,fct f,m,ref}})^{b_{\text{m,ref}}}}{1 - (\lambda_{\text{cool,fct f,m,ref}})^{b_{\text{m,ref}} + 1}} \quad (-)$$

$$\text{Si } \lambda_{\text{cool,fct f,m,ref}} = 1 : \eta_{\text{util,cool,fct f,m,ref}} = \frac{b_{\text{m,ref}}}{b_{\text{m,ref}} + 1} \quad (-)$$

$$\text{Si } \lambda_{\text{cool,fct f,m,ref}} < 0 : \eta_{\text{util,cool,fct f,m,ref}} = 1 \quad (-)$$

où la valeur de référence du rapport mensuel déperditions-gains par partie fonctionnelle, $\lambda_{\text{cool,fct f,m,ref}}$, est définie comme suit :

$$\lambda_{\text{cool,fct f,m,ref}} = \frac{Q_{\text{L,cool,fct f,m,ref}}}{Q_{\text{g,cool,fct f,m,ref}}} \quad (-)$$

Eq. 220

et où la valeur de référence du paramètre numérique $b_{\text{m,ref}}$ pour la partie fonctionnelle f est donnée par :

$$b_{\text{m,ref}} = b_{0,\text{cool}} + \frac{\tau_{\text{cool,fct f,m,ref}}}{\tau_{0,\text{cool}}} \quad (-)$$

Eq. 221

avec, comme valeur de référence de la constante de temps mensuelle pour le refroidissement de la partie fonctionnelle f, $\tau_{\text{cool,fct f,m,ref}}$:

$$\tau_{\text{cool,fct f,m,ref}} = \frac{C_{\text{fct f,ref}}}{3,6 \cdot (H_{\text{T,fct f,ref}} + H_{\text{V,cool,fct f,m,ref}})} \quad (h)$$

Eq. 364

où :

$b_{0,\text{cool}}$ une constante, dérivée du Tableau [3], (-) ;

$\tau_{0,\text{cool}}$ une constante, dérivée du Tableau [3], en h ;

$C_{\text{fct f,ref}}$ la valeur de référence de la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f, déterminée selon le § C.2.8, en kJ/K ;

$H_{\text{T,fct f,ref}}$ la valeur de référence du coefficient de transfert thermique par transmission de la partie fonctionnelle f, déterminée selon le § C.2.4, en W/K ;

$H_{\text{V,cool,fct f,m,ref}}$ la valeur de référence du coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation hygiénique, in/exfiltration et ventilation mécanique supplémentaire ou ventilation supplémentaire par ouverture des fenêtres de la partie fonctionnelle f, pour les calculs de refroidissement, telle que déterminée ci-dessous, en W/K.

On calcule la valeur de référence du coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation hygiénique, in/exfiltration et ventilation mécanique supplémentaire ou ventilation supplémentaire par ouverture des fenêtres de la partie fonctionnelle f, pour les calculs de refroidissement, $H_{\text{V,cool,fct f,m,ref}}$, comme suit :

$$\text{Eq. 365} \quad H_{V,\text{cool},\text{fct } f,\text{m},\text{ref}} = \frac{Q_{V,\text{cool},\text{fct } f,\text{m},\text{ref}}}{(\theta_{i,\text{cool},\text{fct } f,\text{setpoint}} - \theta_{e,\text{cool},\text{m}}) \cdot t_m} \quad (\text{W/K})$$

où :

$Q_{V,\text{cool},\text{fct } f,\text{m},\text{ref}}$	la valeur de référence des déperditions de chaleur mensuelles par ventilation de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement telle déterminée ci-avant, en MJ ;
$\theta_{i,\text{cool},\text{fct } f,\text{setpoint}}$	la valeur de consigne de la température intérieure pour le calcul du refroidissement des locaux de la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [44], en °C ;
$\theta_{e,\text{cool},\text{m}}$	la température extérieure moyenne mensuelle pour les calculs de refroidissement, dérivée du Tableau [1], en °C ;
t_m	la durée du mois, dérivée du Tableau [1], en Ms.

C.2.4 Valeur de référence du coefficient de transfert thermique par transmission par partie fonctionnelle

On détermine la valeur de référence du coefficient de transfert thermique par transmission de la partie fonctionnelle f comme suit :

$$\text{Eq. 223} \quad H_{T,\text{fctf},\text{ref}} = H_{T,\text{fctf},\text{ref}}^{\text{constructions}} + H_{T,\text{fctf},\text{ref}}^{\text{junctions}} \quad (\text{W/K})$$

où :

$H_{T,\text{fctf},\text{ref}}^{\text{constructions}}$	la valeur de référence du coefficient de transfert thermique par transmission au travers des parois de la surface de déperdition de la partie fonctionnelle f , telle que déterminée ci-dessous, en W/K ;
$H_{T,\text{fctf},\text{ref}}^{\text{junctions}}$	la valeur de référence du coefficient de transfert thermique par transmission au travers des nœuds constructifs de la surface de déperdition de la partie fonctionnelle f , telle que déterminée ci-dessous, en W/K .

On détermine le coefficient de transfert thermique par transmission au travers des parois de la partie fonctionnelle f comme suit :

$$\text{Eq. 418} \quad H_{T,\text{fctf},\text{ref}}^{\text{constructions}} = f_{\text{form}} \cdot \left(0,5 \cdot (A_{T,E,\text{fct } f} - A_{T,E,\text{fct } f,\text{tr}}) + 2 \cdot f_{\text{tr},\text{fctf}} \cdot A_{T,E,\text{fctf},\text{tr}} \right) \quad (\text{W/K})$$

où :

$H_{T,\text{fctf},\text{ref}}^{\text{constructions}}$	la valeur de référence du coefficient de transfert thermique par transmission au travers des parois de la partie fonctionnelle f , en W/K ;
f_{form}	un facteur qui tient compte d'une efficacité formelle différente du volume protégé dans lequel se trouve la partie fonctionnelle f , tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$A_{T,E,\text{fct } f}$	la surface totale de toutes les parois qui enveloppent la partie fonctionnelle f et à travers lesquelles des déperditions

	par transmission sont considérées pour la détermination de la performance énergétique ¹⁴ , en m ² ;
$f_{tr, fct f}$	un facteur qui tient compte d'une part différente de parois transparentes dans la partie fonctionnelle f, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$A_{T,E, fct f, tr}$	la surface totale de toutes les parois transparentes qui enveloppent la partie fonctionnelle f et à travers lesquelles des déperditions par transmission sont considérées pour la détermination de la performance énergétique ¹⁴ , en m ² . Les parois en briques de verre ne sont pas prises en considération dans cette surface.

On détermine la valeur de référence du coefficient de transfert thermique par transmission au travers des nœuds constructifs de la surface de déperdition de la partie fonctionnelle f comme suit :

$$\text{Eq. 225} \quad H_{T, fct f, ref}^{junctions} = f_{form} \cdot \Delta U_{ref} \cdot A_{T, E, fct f} \quad (\text{W/K})$$

où :

$$\text{Eq. 226} \quad \text{als } C \leq 1: \quad \Delta U_{ref} = \frac{\Delta B_{ref}}{100} \quad (\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}))$$

$$\text{si } 1 < C < 4: \quad \Delta U_{ref} = \frac{\Delta B_{ref} \cdot (C + 2)}{300} \quad (\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}))$$

$$\text{si } 4 \leq C: \quad \Delta U_{ref} = \frac{\Delta B_{ref}}{50} \quad (\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}))$$

et :

$$\text{Eq. 403} \quad C = \frac{V_{EPN}}{A_{T,E,EPN}} \quad (\text{m})$$

où :

$H_{T, fct f, ref}^{junctions}$	la valeur de référence du coefficient de transfert thermique par transmission au travers des nœuds constructifs de la surface de déperdition de la partie fonctionnelle f, en W/K ;
f_{form}	un facteur qui tient compte d'une efficacité formelle différente du volume protégé dans lequel se trouve la partie fonctionnelle f, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$A_{T,E, fct f}$	la surface totale de toutes les parois qui enveloppent la partie fonctionnelle f et à travers lesquelles des déperditions par transmission sont considérées pour la détermination de la performance énergétique ¹⁴ , en m ² ;
ΔU_{ref}	la valeur de référence du supplément sur le coefficient de transmission thermique de toutes les parois de l'unité PEN dans

¹⁴ Par conséquent, seules les constructions qui constituent la séparation entre la partie fonctionnelle et des espaces adjacents chauffés ne sont pas prises en compte dans la détermination de $A_{T,E, fct f, op}$, $A_{T,E, fct f, tr}$, $A_{T,E, fct f}$ et $A_{T,E, vol}$.

	laquelle se trouve la partie fonctionnelle f pour tenir compte de l'impact des nœuds constructifs, en W/(m ² .K) ;
ΔB_{ref}	la valeur de référence du supplément sur le niveau d'isolation global de l'unité PEN dans laquelle se trouve la partie fonctionnelle f pour tenir compte des nœuds constructifs, fixée à 3, (-) ;
C	la compacité de l'unité PEN dans laquelle se trouve la partie fonctionnelle f, en m ;
V_{EPN}	le volume de l'unité PEN dans laquelle se trouve la partie fonctionnelle f ;
$A_{\text{T,E,EPN}}$	la surface totale de toutes les parois qui enveloppent l'unité PEN dans laquelle se trouve la partie fonctionnelle f et à travers lesquelles des déperditions par transmission sont considérées pour la détermination de la performance énergétique ¹⁴ , en m ² ;

On détermine le facteur qui tient compte d'une efficacité formelle différente, f_{form} , comme suit :

$$\text{Eq. 228} \quad f_{\text{form}} = \min \left[1; \frac{12}{A_{\text{T,E,vol}}} \cdot (V_{\text{vol}})^{2/3} \right] \quad (-)$$

où :

f_{form}	un facteur qui tient compte d'une efficacité formelle différente du volume protégé dans lequel se trouve la partie fonctionnelle f, (-) ;
$A_{\text{T,E,vol}}$	la surface totale de toutes les parois qui enveloppent le volume protégé dans lequel se trouve la partie fonctionnelle f et à travers lesquelles des déperditions par transmission sont considérées pour la détermination de la performance énergétique ¹⁴ , en m ² ;
V_{vol}	le volume protégé dans lequel se trouve la partie fonctionnelle f.

On détermine le facteur qui tient compte d'une part différente de parois transparentes dans la partie fonctionnelle f, $f_{\text{tr,fct f}}$, comme suit :

$$\text{Eq. 229} \quad \text{Si } A_{\text{T,E,fct f,tr}} \text{ est égal à } 0, \text{ on a : } f_{\text{tr,fct f}} = 1 \quad (-)$$

Si $A_{\text{T,E,fct f,tr}}$ est supérieur à 0, on a :

$$f_{\text{tr,fct f}} = \min \left(1; \frac{A_{\text{T,E,fctf,tr,ref}}}{A_{\text{T,E,fctf,tr}}} \right) + 0,25 \cdot \left[1 - \min \left(1; \frac{A_{\text{T,E,fctf,tr,ref}}}{A_{\text{T,E,fctf,tr}}} \right) \right] \quad (-)$$

où :

$$\text{Eq. 230} \quad A_{\text{T,E,fctf,tr,ref}} = 0,30 \cdot A_{\text{f,fctf}} \quad (\text{m}^2)$$

Où :

$f_{\text{tr,fct f}}$	un facteur qui tient compte d'une part différente de parois transparentes dans la partie fonctionnelle f, (-) ;
$A_{\text{T,E,fct f,tr,ref}}$	la valeur de référence de la surface totale de toutes les parois transparentes qui enveloppent la partie fonctionnelle f et à travers lesquelles des déperditions par transmission sont considérées pour la détermination de la performance énergétique, en m ² ;

$A_{T,E, fct f, tr}$ la surface totale de toutes les parois transparentes qui enveloppent la partie fonctionnelle f et à travers lesquelles des déperditions par transmission sont considérées pour la détermination de la performance énergétique¹⁴, en m². Les parois en briques de verre ne sont pas prises en considération dans cette surface ;

$A_{f, fct f}$ la surface d'utilisation de la partie fonctionnelle f , in m².

C.2.5 Valeur de référence du coefficient de transfert thermique par ventilation et in/exfiltration par partie fonctionnelle

C.2.5.1 Valeur de référence du coefficient de transfert thermique par ventilation pour les calculs de chauffage par partie fonctionnelle

On détermine la valeur de référence du coefficient de transfert thermique par ventilation pour les calculs de chauffage de la partie fonctionnelle f comme suit :

$$\text{Eq. 231} \quad H_{V,heat, fct f, ref} = H_{V,in/exfilt, heat, fct f, ref} + H_{V,hyg, heat, fct f, ref} \quad (\text{W/K})$$

où :

$H_{V,heat, fct f, ref}$ la valeur de référence du coefficient de transfert thermique par ventilation de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de chauffage, en W/K ;

$H_{V,in/exfilt, heat, fct f, ref}$ la valeur de référence du coefficient de transfert thermique par in/exfiltration pour les calculs de chauffage de la partie fonctionnelle f , déterminée selon le § C.2.5.1.1, en W/K ;

$H_{V,hyg, heat, fct f, ref}$ la valeur de référence du coefficient de transfert thermique par ventilation hygiénique pour les calculs de chauffage de la partie fonctionnelle f , déterminée selon le § C.2.5.1.2, en W/K.

C.2.5.1.1 Valeur de référence du coefficient de transfert thermique par in/exfiltration pour les calculs de chauffage par partie fonctionnelle

On détermine la valeur de référence du coefficient de transfert thermique par in/exfiltration pour les calculs de chauffage de la partie fonctionnelle f comme suit :

$$\text{Eq. 232} \quad H_{V,in/exfilt, heat, fct f, ref} = 0,16 \cdot f_{form} \cdot A_{T,E, fct f} \quad (\text{W/K})$$

où :

$H_{V,in/exfilt, heat, fct f, ref}$ la valeur de référence du coefficient de transfert thermique par in/exfiltration pour les calculs de chauffage de la partie fonctionnelle f , en W/K ;

f_{form} un facteur qui tient compte d'une efficacité formelle différente du volume protégé dans lequel se trouve la partie fonctionnelle f , tel que déterminé au § C.2.4, (-) ;

$A_{T,E, fct f}$ la surface totale de toutes les parois qui enveloppent la partie fonctionnelle f et à travers lesquelles des déperditions par transmission sont considérées pour la détermination de la performance énergétique¹⁴ (voir également le § C.2.4), en m².

C.2.5.1.2 Valeur de référence du coefficient de transfert thermique par ventilation hygiénique pour les calculs de chauffage par partie fonctionnelle

On détermine la valeur de référence du coefficient de transfert thermique par ventilation hygiénique pour les calculs de chauffage de la partie fonctionnelle f comme suit :

$$H_{V,hyg,heat,fct f,ref} = 0,34 \cdot f_{vent,heat,fct f} \cdot \sum_r \dot{V}_{hyg,min,r,mr} + 0,22 \cdot f_{vent,heat,fct f} \cdot \sum_r (\dot{V}_{hyg,r,mr} - \dot{V}_{hyg,min,r,mr})$$

Eq. 233

(W/K)

où :

$H_{V,hyg,heat,fct f,ref}$ la valeur de référence du coefficient de transfert thermique par ventilation hygiénique de la partie fonctionnelle f, en W/K ;

$f_{vent,heat,fct f}$ la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation est en service dans la partie fonctionnelle f, pour les calculs de chauffage, dérivée du Tableau [7], (-) ;

$\dot{V}_{hyg,min,r,mr}$ le débit de conception minimum d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique de l'espace r, imposé à l'annexe X au présent arrêté, correspondant à l'occupation de conception indiquée dans l'hypothèse où on ne fume pas et où le bâtiment est peu polluant, en m³/h. Dans le cas d'un espace spécial tel que visé au § 6.4 de l'annexe X au présent arrêté, $\dot{V}_{hyg,min,r,mr}$ est réputé égal à $\dot{V}_{hyg,r,mr}$;

$\dot{V}_{hyg,r,mr}$ le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique de l'espace r pour lequel l'installation a été conçue, en m³/h.

Si le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique dans un espace est inférieur à la valeur minimale imposée par l'annexe VHN au présent arrêté, on prend en compte, pour la détermination de $H_{V,ref}$, le débit minimum exigé. Cette règle ne s'applique toutefois pas aux espaces spéciaux visés au § 6.4 de l'annexe VHN au présent arrêté.

Il faut faire la somme sur tous les espaces r de la partie fonctionnelle f.

C.2.5.2 Valeur de référence du coefficient de transfert thermique par ventilation hygiénique pour les calculs de refroidissement par partie fonctionnelle

la valeur de référence du coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation hygiénique pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f est déterminée comme suit :

$$H_{V,hyg,cool,fct f,m,ref} = 0,34 \cdot f_{vent,heat,fct f} \cdot \sum_r \dot{V}_{hyg,r,mr}$$

Eq. 235

(W/K)

où :

$H_{V,hyg,cool,fct f,m,ref}$	la valeur de référence du coefficient de transfert thermique mensuel par ventilation hygiénique pour les calculs de refroidissement de la partie fonctionnelle f, en W/K ;
$f_{vent,heat,fct f}$	la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle la ventilation est en service dans la partie fonctionnelle f, pour les calculs de chauffage, dérivée du Tableau [7], (-) ;
$\dot{V}_{hyg,rmr}$	le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique de l'espace r pour lequel l'installation a été conçue, en m ³ /h.

Si le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique dans un espace est inférieur à la valeur minimale imposée par l'annexe VHN au présent arrêté, on prend en compte, pour la détermination de $H_{V,ref}$, le débit minimum exigé. Cette règle ne s'applique toutefois pas aux espaces spéciaux visés au § 6.4 de l'annexe VHN au présent arrêté.

Il faut faire la somme sur tous les espaces r de la partie fonctionnelle f.

C.2.6 Valeur de référence de la production de chaleur interne

On détermine la valeur de référence de la production de chaleur interne mensuelle de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage et de refroidissement comme suit :

$$\text{Eq. 236} \quad Q_{i,heat,fct f,m,ref} = \Phi_{i,heat,fct f,m,ref} \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 237} \quad Q_{i,cool,fct f,m,ref} = \Phi_{i,cool,fct f,m,ref} \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

où :

$$\text{Eq. 238} \quad \Phi_{i,heat,fct f,m,ref} = 0,8 \cdot \left(q_{i,pers,fct f} \cdot f_{real,fct f} \cdot f_{pres,fct f} \cdot n_{design,fct f} + q_{i,app,fct f} \cdot A_{f,fct f} \right) + \bar{W}_{light,fct f,m,ref} \cdot 3,6/t_m + 0,8 \cdot \bar{W}_{fans,fct f,m,ref} \cdot 3,6/t_m \quad (\text{W})$$

$$\text{Eq. 239} \quad \Phi_{i,cool,fct f,m,ref} = \left(q_{i,pers,fct f} \cdot f_{real,fct f} \cdot f_{pres,fct f} \cdot n_{design,fct f} + q_{i,app,fct f} \cdot A_{f,fct f} \right) + \bar{W}_{light,fct f,m,ref} \cdot 3,6/t_m + 0,6 \cdot \bar{W}_{fans,fct f,m,ref} \cdot 3,6/t_m \quad (\text{W})$$

où :

$Q_{i,heat,fct f,m,ref}$ la valeur de référence de la production de chaleur interne mensuelle de la partie fonctionnelle f, pour les calculs de chauffage, en MJ ;

$Q_{i,cool,fct f,m,ref}$ la valeur de référence de la production de chaleur interne mensuelle de la partie fonctionnelle f, pour les calculs de refroidissement, en MJ ;

$\Phi_{i,heat,fct f,m,ref}$ la valeur de référence du flux de chaleur moyen par production de chaleur interne dans la partie fonctionnelle f, pour les calculs de chauffage, en W ;

$\Phi_{i,cool,fct f,m,ref}$ la valeur de référence du flux de chaleur moyen par production de chaleur interne dans la partie fonctionnelle f, pour les calculs de refroidissement, en W ;

$Q_{i,pers,fct f}$	la production de chaleur interne moyenne résultant des personnes, dans la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [8], en W/pers ;
$f_{real,fct f}$	le rapport conventionnel entre l'occupation réelle moyenne durant les heures d'utilisation et l'occupation de conception maximale de la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [8], (-) ;
$f_{pres,fct f}$	la fraction du temps conventionnelle pendant laquelle des personnes sont présentes dans la partie fonctionnelle f , dérivée du Tableau [2], (-) ;
$n_{design,fct f}$	le nombre de personnes à l'intérieur de la partie fonctionnelle f , correspondant à l'occupation maximale pour laquelle les systèmes de ventilation ont été conçus, (-) ;
$Q_{i,app,fct f}$	la production de chaleur interne spécifique moyenne résultant des appareils, dans la partie fonctionnelle considérée, dérivée du Tableau [8], en W/m ² ;
$A_{f,fct f}$	la surface d'utilisation de la partie fonctionnelle f , en m ² ;
$W_{light,fct f,m,ref}$	la valeur de référence de la production de chaleur interne mensuelle par l'éclairage dans la partie fonctionnelle considérée, déterminée selon le § C.4, en kWh ;
$W_{fans,fct f,m,ref}$	la valeur de référence de la production de chaleur interne par des ventilateurs dans la partie fonctionnelle considérée, déterminée selon le § C.3.1, en kWh ;
t_m	la durée du mois, dérivée du Tableau [1], en Ms.

C.2.7 Valeur de référence des gains solaires

On détermine la valeur de référence des gains de chaleur solaire mensuels de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, $Q_{s,heat,fct f,m,ref}$, et pour les calculs de refroidissement, $Q_{s,cool,fct f,m,ref}$, comme suit :

$$\begin{aligned}
 Q_{s,heat,fct f,m,ref} &= f'_{tr,fct f} \cdot 0,95 \cdot g_{fctf,ref} \\
 &\cdot \sum_{j=1} (a_{c,m,j,ref} \cdot F_{c,fctf,ref} + (1 - a_{c,m,j,ref})) \cdot A_{tr,d,j} \cdot I_{s,m,j,shad,ref}
 \end{aligned}
 \tag{MJ}$$

Eq. 240

$$\begin{aligned}
 Q_{s,cool,fct f,m,ref} &= f'_{tr,fctf} \cdot 0,95 \cdot g_{fctf,ref} \\
 &\cdot \sum_{j=1} (a_{c,m,j,ref} \cdot F_{c,fctf,ref} + (1 - a_{c,m,j,ref})) \cdot A_{tr,d,j} \cdot I_{s,m,j,shad,ref}
 \end{aligned}
 \tag{MJ}$$

Eq. 241

où :

$Q_{s,heat,fct f,m,ref}$	la valeur de référence des gains de chaleur solaire mensuels de la partie fonctionnelle f pour les calculs de chauffage, en MJ ;
$f'_{tr,fct f}$	un facteur qui tient compte d'une part différente de parois transparentes dans la partie fonctionnelle f , tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$g_{fct f,ref}$	la valeur de référence des facteurs solaires moyens des parois transparentes dans la partie fonctionnelle f , compte non tenu de l'impact de protections solaires, dérivée du Tableau [41], (-) ;
$F_{c,fct f,ref}$	la valeur de référence des facteurs solaires moyens des parois transparentes dans la partie fonctionnelle f , compte non tenu

	de l'impact de protections solaires, dérivée du Tableau [41], (-) ;
$a_{c,m,j,ref}$	les valeurs de référence du facteur d'utilisation mensuel de la protection solaire de la paroi transparente j , déterminées selon le tableau [9] pour une protection solaire à commande manuelle, (-) ;
$A_{tr,d,j}$	la surface de la baie de fenêtre de la paroi transparente j , en m^2 ;
$I_{s,m,j,shad,ref}$	la valeur de référence de l'ensoleillement de la paroi transparente j pour le mois considéré compte tenu de l'ombrage d'obstacles fixes, déterminée selon l'annexe C de l'annexe V au présent arrêté, en MJ/m^2 , et compte tenu des valeurs par défaut des angles liés aux obstacles, telles qu'établies au § C.2.4 de l'annexe V au présent arrêté ;
$Q_{s,cool,fct f,m,ref}$	la valeur de référence des gains de chaleur solaire mensuels de la partie fonctionnelle f , pour les calculs de refroidissement, en MJ.

il faut faire la somme sur toutes les parois transparentes, à l'exception des parois en briques de verre de la partie fonctionnelle f .

Tableau [41] : Valeurs de $F_{c, fctf, ref}$ et $g_{fctf, ref}$

Fonctions		$F_{c, fctf, ref}$ (-)	$g_{fctf, ref}$ (-)
Fonction de logement		0,90	0,41
Bureaux		0,90	0,27
Enseignement		0,90	0,44
Soins de santé	Avec occ. nocturne	0,90	0,41
	Sans occ. nocturne	0,90	0,41
	Salles d'opération	0,90	0,44
Rassemblement	Occupation importante	0,90	0,44
	Faible occupation	0,90	0,44
	Cafétéria / Réfectoire	1,00	0,44
Cuisine		1,00	0,41
Commerce		1,00	0,47
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	1,00	0,44
	Fitness / Danse	1,00	0,44
	Sauna / Piscine	1,00	0,44
Locaux techniques		1,00	0,41
Communs		1,00	0,44
Autre		0,90	0,44
Fonction inconnue		0,90	0,44

On détermine le facteur qui tient compte d'une part différente de parois transparentes dans la partie fonctionnelle f , $f'_{tr, fct f}$, comme suit :

Eq. 242 Si $A_{T,E, fct f, tr}$ est égal à 0, on a : $f'_{tr, fct f} = 1$ (-)

Si $A_{T,E, fct f, tr}$ est supérieur à 0, on a :

$$f'_{tr, fct f} = \min\left(1; \frac{A_{T,E, fct f, tr, ref}}{A_{T,E, fct f, tr}}\right) \quad (-)$$

où :

$f'_{tr, fct f}$ un facteur qui tient compte d'une part différente de parois transparentes dans la partie fonctionnelle f , (-) ;

$A_{T,E,fct f,tr,ref}$ la valeur de référence de la surface totale de toutes les parois transparentes qui enveloppent la partie fonctionnelle f et à travers lesquelles des déperditions par transmission sont considérées pour la détermination de la performance énergétique, telle que déterminée au § C.2.4, en m^2 ;

$A_{T,E,fct f,tr}$ la surface totale de toutes les parois transparentes qui enveloppent la partie fonctionnelle f et à travers lesquelles des déperditions par transmission sont considérées pour la détermination de la performance énergétique¹⁴, en m^2 . Les parois en briques de verre ne sont pas prises en considération dans cette surface.

C.2.8 Valeur de référence de la capacité thermique effective

On détermine la valeur de référence de la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f , $C_{fct f,ref}$, en kJ/K , comme suit :

$$\text{Eq. 243} \quad C_{fct f,ref} = 110 \cdot A_{f,fct f} \quad (\text{kJ/K})$$

où :

$C_{fct f,ref}$ la valeur de référence de la capacité thermique effective de la partie fonctionnelle f , en kJ/K ;

$A_{f,fct f}$ la surface d'utilisation de la partie fonctionnelle f , en m^2 .

C.2.9 Valeur de référence des besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification

Si les installations du bâtiment comprennent des dispositifs destinés à humidifier l'air neuf introduit dans (une partie de) l'unité PEN, la valeur de référence des besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification d'un appareil j est donnée par :

$$\text{Eq. 244} \quad Q_{hum,net,j,m,ref} = 2,5 \cdot \sum_f X_{h,fct f,m} \cdot \dot{V}_{supply,j,fct f,design} \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{hum,net,j,m,ref}$ la valeur de référence des besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification d'un appareil j , en MJ ;

$X_{h,fct f,m}$ la quantité mensuelle d'humidité à fournir par unité de débit d'air fourni par la partie fonctionnelle f , en $kg \cdot h/m^3$, dérivée du Tableau [14] ;

$\dot{V}_{supply,j,fct f,design}$ le débit de conception d'air frais entrant dans l'humidificateur j , pour la partie fonctionnelle f , en m^3/h .

Il faut faire la somme sur toutes les parties fonctionnelles f desservies par l'humidificateur j .

C.2.10 Valeur de référence de la contribution au rendement du système des pertes mensuelles d'une conduite de circulation ou combilus

On détermine la valeur de référence de la contribution au rendement du système des pertes mensuelles d'une conduite de circulation ou d'un combilus comme suit :

- Pour des points de puisage raccordés à un combilus, la contribution au rendement du système est déterminée selon les spécifications définies par le ministre.
- Pour des points de puisage raccordés à une conduite de circulation desservant au moins un point de puisage dans une unité PER, une unité de logement qui n'est pas unité PER ou dans une partie fonctionnelle revêtant la fonction « Hébergement », « Soins de santé avec occ. nocturne », « Hall de sport / Gymnase », « Fitness / Danse » ou « Sauna / Piscine », on a :
 - Pour une baignoire ou douche i :

$$\text{Eq. 366} \quad \eta_{\text{water, circ, bath } i, m, \text{ref}} = 1,05 \cdot \frac{Q_{\text{water out, circ } k, m}}{Q_{\text{water out, circ } k, m} + t_m \cdot 1,3 \cdot \sum_j \frac{l_{\text{circ } k, j} \cdot (60 - \theta_{\text{amb, m, j}})}{R_{1, j, \text{ref}}}} \quad (-)$$

- Pour un évier de cuisine j :

$$\text{Eq. 367} \quad \eta_{\text{water, circ, sink } j, m, \text{ref}} = 1,20 \cdot \frac{Q_{\text{water out, circ } k, m}}{Q_{\text{water out, circ } k, m} + t_m \cdot 1,3 \cdot \sum_j \frac{l_{\text{circ } k, j} \cdot (60 - \theta_{\text{amb, m, j}})}{R_{1, j, \text{ref}}}} \quad (-)$$

- Pour un autre point de puisage l d'eau chaude sanitaire :

$$\text{Eq. 368} \quad \eta_{\text{water, circ, other } l, m, \text{ref}} = 1,60 \cdot \frac{Q_{\text{water out, circ } k, m}}{Q_{\text{water out, circ } k, m} + t_m \cdot 1,3 \cdot \sum_j \frac{l_{\text{circ } k, j} \cdot (60 - \theta_{\text{amb, m, j}})}{R_{1, j, \text{ref}}}} \quad (-)$$

- Pour d'autres points de puisage, on a :

$$\text{Eq. 248} \quad \eta_{\text{water, circ, bath } i, m, \text{ref}} = \eta_{\text{water, circ, sink } j, m, \text{ref}} = \eta_{\text{water, circ, other } l, m, \text{ref}} = 1 \quad (-)$$

où :

$Q_{\text{water out, circ } k, m}$	la chaleur fournie par la conduite de circulation k aux points de puisage raccordés, telle que déterminée au § 9.3.2.2 de l'annexe V ;
t_m	la durée du mois considéré, dérivée du Tableau [1], en Ms ;
$l_{\text{circ } k, j}$	la longueur du segment j de la conduite de circulation k , en m ;
$\theta_{\text{amb, m, j}}$	la température ambiante moyenne mensuelle du segment de conduite j , telle que déterminée au § 9.3.2.2 de l'annexe V, en °C ;
$R_{1, j, \text{ref}}$	la valeur de référence de la résistance thermique linéaire du segment de conduite j , dérivée du Tableau [42] en fonction du diamètre extérieur du segment de conduite non isolé $D_{i, j}$, en mK/W.

Il faut faire la somme sur tous les segments j de la conduite de circulation.

Tableau [42] : Valeur de référence de la résistance thermique linéaire $R_{l,j,ref}$ en fonction du diamètre extérieur du segment de conduite non isolé $D_{i,j}$

$D_{i,j}$ (m)	$R_{l,j,ref}$ (m. K/W)	$D_{i,j}$ (m)	$R_{l,j,ref}$ (m. K/W)	$D_{i,j}$ (m)	$R_{l,j,ref}$ (m. K/W)
$\leq 0,0172$	5,21	$\leq 0,0603$	3,15	$\leq 0,2191$	1,61
$\leq 0,0213$	4,81	$\leq 0,0761$	2,84	$\leq 0,2730$	1,40
$\leq 0,0269$	4,42	$\leq 0,0889$	2,62	$\leq 0,3239$	1,26
$\leq 0,0337$	4,05	$\leq 0,1143$	2,31	$\leq 0,3556$	1,18
$\leq 0,0424$	3,69	$\leq 0,1397$	2,08	$> 0,3556$	1,08
$\leq 0,0483$	3,48	$\leq 0,1683$	1,87		

C.3 Valeur de référence de la consommation d'énergie auxiliaire de ventilateurs et pompes

C.3.1 Valeur de référence de la consommation d'électricité de ventilateurs pour la ventilation et la circulation

On détermine la valeur de référence de la consommation mensuelle d'électricité des ventilateurs dans l'unité PEN comme suit :

$$\text{Eq. 249} \quad W_{fans,m,ref} = \sum_f W_{fans,fct f,m,ref} \quad (\text{kWh})$$

$$\text{Eq. 250} \quad W_{fans,fct f,m,ref} = 0,55 \cdot \dot{V}_{hyg,fct f} \cdot f_{vent,heat,fct f} \cdot \frac{t_m}{3,6} \quad (\text{kWh})$$

où :

$W_{fans,m,ref}$ la valeur de référence de la consommation mensuelle d'électricité des ventilateurs dans l'unité PEN, en kWh ;

$W_{fans,fct f,m,ref}$ la valeur de référence de la consommation mensuelle d'électricité des ventilateurs dans la partie fonctionnelle f, en kWh ;

$\dot{V}_{hyg,fct f}$ le débit de conception d'alimentation en air neuf pour la ventilation hygiénique dans la partie fonctionnelle f, déterminé selon les principes du § 5.6.2.2, en m³/h ;

$f_{vent,heat,fct f}$ la fraction du temps pendant laquelle la ventilation est en service, telle que considérée pour les calculs de chauffage, dérivée du Tableau [7], (-) ;

t_m la durée du mois considéré, dérivée du Tableau [1], en Ms.

Il faut faire la somme sur toutes les parties fonctionnelles f de l'unité PEN.

Particularité de la partie fonctionnelle « Enseignement » : la valeur de référence de la consommation mensuelle d'électricité de tous les ventilateurs dans les parties fonctionnelles revêtant cette fonction, $W_{fans,fct f,m,ref}$, est réputée égale à zéro en juillet et août.

C.3.2 Valeur de référence de la consommation d'électricité pour la distribution

On détermine la valeur de référence de la consommation mensuelle d'électricité pour la distribution dans l'unité PEN, $W_{aux,dis,m,ref}$, comme suit :

$$\text{Eq. 369 } W_{aux,dis,m,ref} = \frac{t_m}{7,2} \cdot \sum_j P_{pump,dis,instal,heat,j,ref} + \frac{t_m}{3,6} \cdot \sum_l P_{pump,dis,instal,water,l,ref} \quad (\text{kWh})$$

où :

$P_{pump,dis,instal,heat,j,ref}$ la valeur de référence de la puissance installée d'une pompe j dédiée au chauffage de l'unité PEN considérée, telle que déterminée au § C.3.2.1, en W ;

$P_{pump,dis,instal,water,l,ref}$ la valeur de référence de la puissance installée d'une pompe l dédiée à la distribution d'eau chaude sanitaire de l'unité PEN considérée, telle que déterminée au § C.3.2.2, en W ;

t_m la durée du mois considéré, en Ms, dérivée du Tableau [1].

Il faut faire la somme sur toutes les pompes j dédiées au chauffage de l'unité PEN et sur toutes les pompes l dédiées à la distribution d'eau chaude sanitaire de l'unité PEN et desservant au moins un point de puisage dans une unité PEN ou dans une partie fonctionnelle revêtant la fonction « Hébergement », « Soins de santé avec occ. nocturne », « Hall de sport / Gymnase », « Fitness / Danse » ou « Sauna / Piscine ».

Dans un système « Combilus », une pompe est aussi bien considérée comme une pompe dédiée au chauffage que comme une pompe dédiée à la distribution d'eau chaude sanitaire. Les valeurs de référence de la puissance de la pompe dans un combilus, $P_{pump,dis,instal,heat,j,ref}$ et $P_{pump,dis,instal,water,l,ref}$, sont calculées selon des spécifications définies par le ministre.

C.3.2.1 Valeur de référence de la puissance installée d'une pompe dédiée au chauffage des locaux

On détermine la valeur de référence de la puissance installée d'une pompe j dédiée au chauffage de l'unité PEN considérée, $P_{pump,dis,instal,heat,j,ref}$, comme suit :

$$\text{Eq. 370 } P_{pump,dis,instal,heat,j,ref} = \text{MAX}(70; 0,3 \cdot \sum_i A_{f,sec i}) \quad (\text{W})$$

où :

$A_{f,sec i}$ la surface d'utilisation du secteur énergétique i, en m².

Il faut faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i desservis par le circulateur j.

Si une pompe dessert plusieurs unités PER et/ou PEN, il convient de répartir la valeur de référence de puissance de la pompe ($P_{pumps,dis,instal,heat,j,ref}$) proportionnellement entre ces unités PER et/ou PEN sur la base des besoins bruts en énergie totaux des unités respectives.

Si une pompe ne dessert que des parties fonctionnelles revêtant la fonction « Locaux techniques », $P_{pump,dis,instal,heat,j,ref}$ est réputée égale à zéro. Si une pompe ne dessert que des parties fonctionnelles revêtant la fonction « Enseignement » ou « Locaux techniques », la puissance de la pompe est obtenue selon l'Eq. 370 multipliée par un facteur de 0,83.

C.3.2.2 Valeur de référence de la puissance installée d'une pompe dédiée à la distribution d'eau chaude sanitaire

On détermine la valeur de référence de la puissance installée d'une pompe l dédiée à la distribution d'eau chaude sanitaire de l'unité PEN considérée, $P_{\text{pump,dis,instal,water,l,ref}}$, comme suit :

$$\text{Eq. 371 } P_{\text{pump,dis,instal,water,l,ref}} = \text{MAX} \left(25; \frac{\sum_j l_{\text{circ } k,j}}{13,94 \cdot 10^3} \cdot \sum_j \frac{l_{\text{circ } k,j} \cdot (60 - \theta_{\text{amb,January},j})}{R_{1,j,\text{ref}}} \right) \quad (\text{W})$$

où :

$l_{\text{circ } k,j}$	la longueur du segment j de la conduite de circulation k, en m ;
$\theta_{\text{amb,January},j}$	la température ambiante moyenne mensuelle du segment de conduite j pour le mois de janvier, en °C, telle que déterminée au § 9.3.2.2 de l'annexe V ;
$R_{1,j,\text{ref}}$	la valeur de référence de la résistance thermique linéaire du segment de conduite j, dérivée du Tableau [42] en fonction du diamètre extérieur du segment de conduite non isolé $D_{i,j}$, en mK/W.

Il faut faire la somme sur tous les segments j de la conduite de circulation k desservis par le circulateur l.

Si une pompe dessert plusieurs unités PER et/ou PEN, il convient de répartir la valeur de référence de la puissance de la pompe ($P_{\text{pumps,dis,instal,water,l,ref}}$) proportionnellement entre ces unités PER et/ou PEN sur la base des besoins bruts en énergie totaux pour l'eau chaude sanitaire des unités respectives.

C.4 Valeur de référence de la consommation d'énergie pour l'éclairage

On détermine la valeur de référence de la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage de l'unité PEN comme suit :

$$\text{Eq. 253 } W_{\text{light,m,ref}} = \sum_f W_{\text{light,fct } f,m,\text{ref}} \quad (\text{kWh})$$

où :

$W_{\text{light,m,ref}}$	la valeur de référence de la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage, en kWh ;
$W_{\text{light,fct } f,m,\text{ref}}$	la valeur de référence de la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage de la partie fonctionnelle f, en kWh, telle que déterminée ci-dessous.

Il faut faire la somme sur toutes les parties fonctionnelles f de l'unité PEN.

Particularité de la partie fonctionnelle « Enseignement » : la valeur de référence de la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage dans les parties fonctionnelles revêtant cette fonction, $W_{\text{light,fct } f,m,\text{ref}}$, est réputée égale à zéro en juillet et août.

On détermine la valeur de référence de la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage de la partie fonctionnelle f comme suit :

$$\text{Eq. 254 } W_{\text{light,fct } f,m,\text{ref}} = \sum A_{f,\text{rnr}} \cdot p_{\text{light,rnr,ref}} \cdot (t_{\text{day,fct } f,m} + t_{\text{night,fct } f,m}) \quad (\text{kWh})$$

où :

$W_{\text{light},\text{fct } f,\text{m},\text{ref}}$	la valeur de référence de la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage de la partie fonctionnelle f , en kWh ;
$A_{f,\text{rm } r}$	la surface d'utilisation de l'espace r , en m^2 ;
$P_{\text{light},\text{rmr},\text{ref}}$	la valeur de référence de la puissance spécifique pour l'éclairage dans l'espace r , telle que déterminée ci-dessous, en kW/m^2 ;
$t_{\text{day},\text{fct } f,\text{m}}$	le nombre conventionnel d'heures d'utilisation par mois, en période diurne, de la partie fonctionnelle f à laquelle l'espace r appartient, dérivée du Tableau [31], en h ;
$t_{\text{night},\text{fct } f,\text{m}}$	le nombre conventionnel d'heures d'utilisation par mois, en période nocturne, de la partie fonctionnelle f à laquelle l'espace r appartient, dérivée du Tableau [32], en h.

Il faut faire la somme sur tous les espaces r de la partie fonctionnelle f .

On détermine la valeur de référence de la puissance spécifique pour l'éclairage dans l'espace r comme suit :

$$\text{Eq. 255} \quad P_{\text{light},\text{rmr},\text{ref}} = \min \left[\frac{\phi_{\text{fctf},\text{ref}} \cdot L_{\text{rmr}}}{1000 \cdot 100}, \frac{\phi_{\text{fctf},\text{ref}} \cdot L_{\text{fctf},\text{ref}}^{0,2} \cdot (L_{\text{rmr}})^{0,8}}{1000 \cdot 100} \right] \quad (\text{kW}/\text{m}^2)$$

où :

$P_{\text{light},\text{rmr},\text{ref}}$	la valeur de référence de la puissance spécifique pour l'éclairage dans l'espace r , en kW/m^2 ;
$\phi_{\text{fctf},\text{ref}}$	la valeur de référence de la puissance spécifique par 100 lx dans la partie fonctionnelle f à laquelle l'espace r appartient, dérivée du Tableau [43], en $\text{W}/\text{m}^2 \cdot 100 \text{ lx}$;
$L_{\text{fct } f,\text{ref}}$	la valeur de référence de l'éclairement dans la partie fonctionnelle f à laquelle l'espace r appartient, dérivée du Tableau [43], en lx ;
$L_{\text{rm } r}$	une variable auxiliaire adimensionnelle pour l'espace r , telle que déterminée au § 9.2.1 ou au § 9.3.1, (-).

Tableau [43] : Valeurs des paramètres $\phi_{fctf,ref}$ et $L_{fctf,ref}$ par fonction

Fonctions		$\phi_{fctf,ref}$ (W/m ² 100 lx)	$L_{fctf,ref}$ (lx)
Hébergement		3,50	200
Bureaux		2,40	500
Enseignement		2,40	500
Soins de santé	Avec occ. nocturne	3,75	300
	Sans occ. nocturne	3,75	300
	Salles d'opération	3,50	1000
Rassemblement	Occupation importante	3,50	200
	Faible occupation	3,50	200
	Cafétéria / Réfectoire	3,50	200
Cuisine		2,40	500
Commerce		3,60	500
Installations sportives	Hall de sport / Gymnase	3,50	300
	Fitness / Danse	3,00	300
	Sauna / Piscine	3,00	300
Locaux techniques		2,50	200
Communs		2,50	300
Autre		2,50	200
Fonction inconnue		3,00	200

C.5 Valeur de référence de la consommation d'énergie primaire

C.5.1 Valeur de référence de la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire

On détermine la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire de l'unité PEN comme suit :

$$\text{Eq. 256} \quad E_{\text{char ann prim en cons,ref}} = \sum_{m=1}^{12} \left(E_{p,\text{heat},m,\text{ref}} + E_{p,\text{cool},m,\text{ref}} + E_{p,\text{water},m,\text{ref}} + E_{p,\text{aux},m,\text{ref}} + E_{p,\text{light},m,\text{ref}} \right) \quad (\text{MJ})$$

où :

$E_{\text{char ann prim en cons,ref}}$ la valeur de référence de la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire, en MJ ;

$E_{p,\text{heat},m,\text{ref}}$ la valeur de référence de la consommation mensuelle d'énergie primaire pour le chauffage, calculée selon le § C.5.2, en MJ ;

$E_{p,\text{cool},m,\text{ref}}$ la valeur de référence de la consommation mensuelle d'énergie primaire pour le refroidissement, calculée selon le § C.5.2, en MJ ;

$E_{p,water,m,ref}$	la valeur de référence de la consommation mensuelle d'énergie primaire pour la préparation d'eau chaude sanitaire, calculée selon le § 0, en MJ ;
$E_{p,aux,m,ref}$	la valeur de référence de la consommation mensuelle d'électricité primaire des ventilateurs et pompes, calculée selon le § C.5.4, en MJ ;
$E_{p,light,m,ref}$	la valeur de référence de la consommation mensuelle d'énergie primaire pour l'éclairage, calculée selon le § C.5.5, en MJ.

C.5.2 Valeur de référence de la consommation d'énergie primaire pour le chauffage, l'humidification et le refroidissement

On détermine la valeur de référence de la consommation mensuelle d'énergie primaire de l'unité PEN pour le chauffage et le refroidissement comme suit :

$$\text{Eq. 257} \quad E_{p,heat,m,ref} = \sum_i 1,29 \cdot Q_{heat,net,seci,m,ref} + \sum_j 1,29 \cdot Q_{hum,net,j,m,ref} \quad (\text{MJ})$$

et :

$$\text{Eq. 258} \quad E_{p,cool,m,ref} = \sum_i 0,5 \cdot Q_{cool,net,seci,m,ref} \quad (\text{MJ})$$

où :

$E_{p,heat,m,ref}$	la valeur de référence de la consommation mensuelle d'énergie primaire pour le chauffage de l'unité PEN, en MJ ;
$Q_{heat,net,seci,m,ref}$	la valeur de référence des besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage des locaux, compte tenu de l'intermittence du chauffage, du secteur énergétique i , déterminée selon le § C.2.2, en MJ ;
$Q_{hum,net,j,m,ref}$	la valeur de référence des besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification d'un appareil j , déterminée selon le § C.2.9, en MJ ;
$E_{p,cool,m,ref}$	la valeur de référence de la consommation mensuelle d'énergie primaire pour le refroidissement de l'unité PEN, en MJ ;
$Q_{cool,net,seci,m,ref}$	la valeur de référence des besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique i , déterminée selon le § C.2.3, en MJ.

Il faut faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i et sur tous les humidificateurs j de l'unité PEN.

C.5.3 Valeur de référence de la consommation d'énergie primaire pour la préparation d'eau chaude sanitaire

On détermine la valeur de référence de la consommation mensuelle d'énergie primaire de l'unité PEN pour la préparation d'eau chaude sanitaire comme suit :

$$\begin{aligned}
 E_{p,water,m,ref} = & \sum_i 2,20 \times \frac{Q_{water,bath\ i,net,m}}{r_{water,bath\ i,net} \times \eta_{water,circ,bath\ i,m,ref}} \\
 & + \sum_j 3,00 \times \frac{Q_{water,sink\ j,net,m}}{r_{water,sink\ j,net} \times \eta_{water,circ,sink\ j,m,ref}} \\
 & + \sum_k 4,00 \times \frac{Q_{water,other\ k,net,m}}{r_{water,other\ k,net} \times \eta_{water,circ,other\ k,m,ref}}
 \end{aligned}$$

Eq. 419 (MJ)

où :

$Q_{water,bath\ i,net,m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou baignoire i , tels que déterminés au § 5.10, en MJ ;
$r_{water,bath\ i,net}$	un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage de l'amenée d'eau froide vers une douche ou baignoire i par récupération de chaleur de l'écoulement, tel que déterminé au § 5.10, (-) ;
$\eta_{water,circ,bath\ i,m,ref}$	la valeur de référence de la contribution au rendement du système des pertes mensuelles d'une conduite de circulation ou d'un combilus pour une baignoire ou douche i , telle que déterminée au § C.2.10, (-) ;
$Q_{water,sink\ j,net,m}$	les besoins mensuels nets ruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine j , tels que déterminés au § 5.10, en MJ ;
$r_{water,sink\ j,net}$	un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage de l'amenée d'eau froide vers évier de cuisine j par récupération de chaleur de l'écoulement, tel que déterminé au § 5.10, (-) ;
$\eta_{water,circ,sink\ j,m,ref}$	la valeur de référence de la contribution au rendement du système des pertes mensuelles d'une conduite de circulation ou d'un combilus pour un évier de cuisine j , telle que déterminée au § C.2.10, (-) ;
$Q_{water,other\ k,net,m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un autre point de puisage k d'eau chaude sanitaire, en MJ, tels que déterminés au § 5.10, en MJ ;
$r_{water,other\ k,net}$	un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage de l'amenée d'eau froide vers un autre point de puisage k d'eau chaude sanitaire par récupération de chaleur de l'écoulement, tel que déterminé au § 5.10, (-) ;
$\eta_{water,circ,other\ k,m,ref}$	la valeur de référence de la contribution au rendement du système des pertes mensuelles d'une conduite de circulation ou d'un combilus pour un autre point de puisage k d'eau chaude sanitaire, telle que déterminée au § C.2.10, (-).

Il faut faire la somme sur toutes les douches et baignoires i , sur tous les éviers de cuisine j et sur tous les autres points de puisage k d'eau chaude sanitaire de l'unité PEN.

C.5.4 Valeur de référence de la consommation d'énergie auxiliaire primaire

On détermine la valeur de référence de la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire primaire, $E_{p,aux,m,ref}$, comme suit :

$$E_{p,aux,m,ref} = f_p \cdot 3,6 \cdot \left(W_{fans,m,ref} + W_{aux,dis,m,ref} + W_{throttle/fans,gen,m} + W_{electr,gen,m} \right) \quad (\text{MJ})$$

Eq. 374

où :

f_p	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire (facteur d'énergie primaire) pour l'électricité déterminé selon le § 13.3 de l'annexe V au présent arrêté, (-) ;
$W_{fans,m,ref}$	la valeur de référence de la consommation mensuelle d'électricité pour les ventilateurs de l'unité PEN, déterminée selon le § C.3.1, en kWh ;
$W_{aux,dis,m,ref}$	la valeur de référence de la consommation mensuelle d'électricité pour la distribution dans l'unité PEN, déterminée selon le § C.3.2, en kWh ;
$W_{throttle/fans,gen,m}$	la consommation mensuelle d'électricité des vannes gaz et/ou ventilateurs pour la production de chaleur de l'unité PEN considérée, déterminée selon le § 8.5.2.2, en kWh ;
$W_{electr,gen,m}$	la consommation mensuelle d'électricité pour l'électronique de l'unité PEN considérée, déterminée selon le § 8.5.2.4, en kWh.

C.5.5 Valeur de référence de la consommation d'énergie primaire pour l'éclairage

On détermine la valeur de référence de la consommation mensuelle d'énergie primaire pour l'éclairage comme suit :

$$E_{p,light,m,ref} = f_p \cdot 3,6 \cdot W_{light,m,ref} \quad (\text{MJ})$$

Eq. 261

où :

$E_{p,light,m,ref}$	la valeur de référence de la consommation mensuelle d'énergie primaire pour l'éclairage, en MJ ;
f_p	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire (facteur d'énergie primaire) pour l'électricité déterminé selon le § 13.3 de l'annexe V au présent arrêté, (-) ;
$W_{light,m,ref}$	la valeur de référence de la consommation mensuelle d'électricité pour l'éclairage de l'unité PEN, déterminée selon le § C.4, en kWh.

Vu pour être annexé à l'arrêté du Gouvernement flamand modifiant l'arrêté relatif à l'énergie du 19 novembre 2010, concernant la transposition de la directive 2018/844/UE et concernant diverses dispositions en matière d'efficacité énergétique.

Bruxelles, le 9 octobre 2020

Le Ministre-Président du Gouvernement flamand,

Jan JAMBON

La Ministre flamande de la Justice et du Maintien, de l'Environnement et de l'Aménagement du Territoire, de l'Énergie et du Tourisme,

Zuhal DEMIR

Annexe 3 à l'arrêté du Gouvernement flamand modifiant l'arrêté relatif à l'énergie du 19 novembre 2010, concernant la transposition de la directive 2018/844/UE et concernant diverses dispositions en matière d'efficacité énergétique

Annexe XII : Exigences pour les installations techniques

1 Objet

La présente annexe impose des exigences minimales aux nouvelles installations ou aux installations techniques rénovées. Par rénovation de l'installation, il convient d'entendre le remplacement, l'amélioration et/ou l'extension (de parties) d'une installation existante. Le déplacement d'une installation est également considéré comme la rénovation de cette installation. Seuls le démontage temporaire et le remontage de la même installation exactement au même endroit ne sont pas considérés comme une rénovation. Exactement au même endroit signifie qu'aucune conduite nouvelle ou supplémentaire n'est requise.

Les exigences s'appliquent à la fois aux installations individuelles et collectives.

Si une installation collective (chauffage, eau courante chaude, climatisation, ventilation) dessert plusieurs unités PEB, où toutes les unités PEB ne sont pas soumises aux exigences relatives aux installations techniques, ces exigences s'appliquent uniquement :

- à l'installation de production collective de chaleur ou de froid ou à l'unité de ventilation ;
- à tous les composants d'installation dans les unités PEB soumises aux exigences relatives aux installations techniques ;
- À tous les segments de conduites et conduits d'air reliant directement l'installation de production collective de chaleur ou de froid ou l'unité de ventilation aux unités PEB soumises aux exigences relatives aux installations techniques.

2 Références normatives

La présente annexe fait référence aux normes suivantes.

NBN D 30-041	Chauffage central, ventilation et conditionnement d'air. Condition communes à tous les systèmes. Isolation thermique.
NBN EN 1434	Compteurs d'énergie thermique
NBN EN 1507	Ventilation des bâtiments - Conduits aérauliques rectangulaires en tôle - Prescriptions pour la résistance et l'étanchéité
NBN EN 1886	Ventilation des bâtiments - Caissons de traitement d'air - Performances mécaniques
NBN EN 12237	Ventilation des bâtiments - Réseau de conduits - Résistance et étanchéité des conduits circulaires en tôle
NBN EN 12831	Performance énergétique des bâtiments - Méthode de calcul de la charge thermique nominale
NBN EN 13779	Ventilation dans les bâtiments non résidentiels - Exigences de performances pour les systèmes de ventilation et de climatisation
NBN EN 14134	Ventilation des bâtiments - Essai de performances et contrôles d'installation des systèmes de ventilation résidentiels

NBN EN 14511	Climatiseurs, groupes refroidisseurs de liquide et pompes à chaleur avec compresseur entraîné par moteur électrique pour le chauffage et la réfrigération des locaux
NBN EN 14825	Climatiseurs, groupes refroidisseurs de liquide et pompes à chaleur avec compresseurs entraînés par moteur électrique pour le chauffage et la réfrigération des locaux - Essais et détermination des caractéristiques à charge partielle
NBN EN 62053-11	Équipement de comptage de l'électricité (c.a.) - Prescriptions particulières - Partie 11 : Compteurs électromécaniques d'énergie active (classes 0,5, 1 et 2)
NBN EN 62053-21	Équipement de comptage de l'électricité (c.a.) - Prescriptions particulières - Partie 21 : Compteurs (électroniques) statiques d'énergie active (classes 1 et 2)

3 Définitions

- **Puissance nominale de l'installation de production de chaleur autre qu'une pompe à chaleur et un système d'approvisionnement en chaleur externe** : somme des puissances des générateurs de chaleur raccordées à un même circuit hydraulique. La puissance nominale du générateur de chaleur est ici la puissance thermique mentionnée par le fabricant sur la fiche technique.
- **Puissance nominale de l'installation de pompes à chaleur** : la somme des puissances thermiques des pompes à chaleur installées dans le bâtiment. La puissance nominale de la pompe à chaleur est la puissance thermique indiquée par le fabricant sur la fiche technique et calculée dans les conditions imposées par la norme NBN EN 14511.
- **Puissance nominale de l'installation d'eau glacée** : la somme des puissances frigorifiques des installations d'eau glacée installées dans le bâtiment. La puissance nominale de l'installation d'eau glacée est la puissance frigorifique (thermique) indiquée par le fabricant sur la fiche technique et calculée dans les conditions imposées par la norme NBN EN 14511.
- **Puissance nominale d'un système de fourniture de chaleur externe** : la puissance nominale de l'échangeur de chaleur constituant la limite du système de fourniture de chaleur externe selon des règles fixées au préalable par le ministre. La puissance nominale de l'échangeur de chaleur est ici la puissance thermique mentionnée par le fabricant sur la fiche technique. Si la limite du système de fourniture de chaleur externe n'est pas un échangeur de chaleur, la capacité dans les conditions de conception s'applique.
- **Volume protégé** : le volume de tous les espaces d'un bâtiment protégé, du point de vue thermique, de l'environnement extérieur (air ou eau), du sol et de tous les espaces adjacents qui ne font pas partie d'un volume protégé. Le volume protégé doit être déterminé conformément à des spécifications préalablement agréées par le ministre.
- **Dispositif de chauffage des locaux sur la base de la cogénération** : un dispositif de chauffage des locaux générant simultanément et en un seul processus de la chaleur et de l'électricité.
- **Installation de production thermique** : le(s) générateur(s) de chaleur de l'installation de chauffage, ou dans le cas d'un système de fourniture de chaleur externe :
 - l'échangeur de chaleur constituant la limite du système de fourniture de chaleur externe selon des règles fixées au préalable par le ministre ;
 - la limitation même du système de fourniture de chaleur externe selon des règles fixées au préalable par le ministre si la limitation n'est pas un échangeur de chaleur.

4 Symboles, abréviations et indices

4.1 Symboles et abréviations

Symbole	Signification	Unités
A	Superficie	m ²
P	puissance	W ou kW
R	résistance thermique	mK/W
l	puissance installée spécifique	W/m ²
EER	rendement énergétique d'une machine frigorifique (energy efficiency ratio)	-
SEER	Rendement énergétique saisonnier des machines frigorifiques à compression	-
SPF	facteur de performance saisonnier	-
c	diamètre	mm
f	facteur	-
h	coefficient de transmission thermique	W/m ² K
η	rendement	-
θ	température	°C

4.2 Indices

< signifie : dérivé de

AHU	groupe d'air (< air handling unit)
adj	installation adéquate (< to adjust)
app	appareil
at	étanchéité à l'air (< air thightness)
ae	aéraulique
ave	moyen
boiler	chaudière
burn	brûleur
c	refroidissement (< cooling)
control	contrôler
day	journée
design	d'usine
dim	dimensionner
dimming	mise en veilleuse
duct	canal
el	électrique
equiv	équivalent
exch	échangeur de chaleur (< exchanger)
EU	Règlement européen (UE) applicable
gen	génération
PCS	pouvoir calorifique supérieur (< Gross Caloric Value)
heat	dispositif de chauffage (des locaux)
hr	récupération de chaleur (< heat recovery)
hyd	hydraulique
inst	installation
install	installer (< to install)

insul	isolation
j	segment de conduite
l	linéaire
loc	emplacement (< location)
max	maximal
min	minimal
mon	contrôle
nom	nominal
Norm	régime normal
PCI	pouvoir calorifique inférieur (Net Caloric Value)
part	charge partielle (< part load)
pres	présent
reg	régulation
Return	retour
s	saisonnier
se	flux de chaleur sortant de la construction
self	équipement autoréglable
sys	système (d'installation)
test	dans des conditions d'essai
vent	ventilateurs

5 Chauffage central des locaux

Le ministre définit la méthode de calcul pour le traitement des générateurs de chaleur préférentiels et non préférentiels. Dans l'attente de la méthode de calcul définie par le ministre, il n'est tenu compte que du générateur de chaleur préférentiel que lorsque, dans le cadre d'un système de chauffage central, plusieurs générateurs de chaleur sont raccordés au même circuit hydraulique. Un groupe de générateurs identiques est considéré comme un seul générateur.

Tous les systèmes de chauffage central des locaux sont pris en compte pour les exigences des installations techniques. Dans la présente annexe, une distinction est établie entre les générateurs de chaleur suivants :

- Chaudières à condensation à combustible gazeux et liquide ;
- Chaudières non à condensation à combustible gazeux et liquide ;
- Pompes à chaleur électriques (y compris les split-units, même si elles desservent uniquement un seul espace) ;
- Résistance électrique ;
- Systèmes de fourniture de chaleur externe ;
- Tout autre type de générateur de chaleur.

Appartiennent notamment à la catégorie « tout autre type de générateur de chaleur » (liste non exhaustive) : pompes à chaleur électriques dx et/ou dc, pompes à chaleur électriques sur boucle d'eau et riothermie, pompe à chaleur gaz à absorption, pompes à chaleur équipées d'un moteur à gaz, chaleur résiduelle, chaudières à combustibles solides, installations de cogénération, ...

5.1 Exigences

5.1.1 Rendement du système

Le rendement du système de chauffage complet doit répondre à l'une des exigences suivantes, en fonction du type de système de chauffage et de tout Règlement européen (UE) éventuellement applicable :

$$\text{Eq. 1} \quad \eta_{\text{sys}} \geq \eta_{\text{sys,min,EU}} \cdot 0,9 \quad (-)$$

$$\text{Eq. 2} \quad \eta_{\text{sys}} \geq \eta_{\text{sys,min}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 3} \quad f_{\text{sys}} \geq f_{\text{sys,min}} \quad (-)$$

où :

η_{sys} le rendement du système de chauffage complet, conformément au § 5.2, (-);

$\eta_{\text{sys,min,EU}}$ le rendement du système minimum imposé aux systèmes de chauffage tombant sous le champ d'application du Règlement européen(UE) n°811/2013, n°813/2013, n°206/2012 et n°2016/2281, déterminé en fonction du type de système de chauffage selon le Tableau [1], (-);

$\eta_{\text{sys,min}}$ le rendement du système minimum imposé aux systèmes de chauffage ne tombant pas sous le champ d'application du Règlement européen(UE) n°811/2013, n°813/2013, n°206/2012 en n°2016/2281, déterminé en fonction du type de système de chauffage selon le Tableau [1], (-);

f_{sys} le facteur de système, déterminé conformément au § 5.2, (-);

$f_{\text{sys,min}}$ le facteur de système minimum imposé, déterminé en fonction du type de système de chauffage selon le Tableau [1], (-).

Tableau [1]: Le rendement du système et le facteur de système minimum imposés

	$\eta_{\text{sys,min,EU}} (-)$	$\eta_{\text{sys,min}} (-)$	$f_{\text{sys,min}} (-)$
Chaudière à condensation à combustible gazeux et liquide	0,94	0,84	-
Chaudière à non condensation à combustible gazeux et liquide	0,94	0,84	-
Pompe à chaleur sol/eau électrique	3,32	3,30	-
Pompe à chaleur eau/eau électrique	3,32	3,30	-
Pompe à chaleur air/eau électrique	3,20	2,80	-
Pompe à chaleur air/air électrique avec une puissance thermique nominale supérieure à 12 kW (1)	3,40	2,90	-
Pompe à chaleur air/air électrique avec une puissance thermique nominale inférieure ou égale à 12 kW (1)	3,80	2,90	-
Système de fourniture de chaleur externe	-	-	0,90
Tout autre type de générateur de chaleur	-	-	0,90

(1) Appartiennent également à cette catégorie les split-units, même si elles ne desservent qu'un seul espace.

5.1.2 Puissance d'émission des appareils de chauffage électrique

Les générateurs de chaleur qui fonctionnent sur la base d'une résistance électrique doivent satisfaire aux exigences imposées aux systèmes de chauffage électrique direct, telles que fixées au chapitre 6 de la présente annexe.

5.1.3 Isolation des conduites de circulation et combilus

Les dispositions du § 7.1.2 s'appliquent obligatoirement aux conduites de circulation et combilus.

5.2 Calcul du rendement du système

5.2.1 Principe

Le rendement de tout le système de chauffage est déterminé comme suit :

Pour les chaudières à condensation à combustible gazeux et liquide :

$$\text{Eq. 4} \quad \eta_{\text{sys}} = [\eta_{\text{app}} + f_{\text{NCV/GCV}} \cdot 0,003 \cdot (\theta_{30\%} - \theta_{\text{ave,boiler}})] \cdot f_{\text{dim}} \cdot f_{\text{install}} \cdot f_{\text{adj}} \cdot f_{\text{control}} \quad (-)$$

Pour les chaudières à non condensation à combustible gazeux et liquide, pompes à chaleur sol/eau, eau/eau, air/eau et air/air électriques :

$$\text{Eq. 5} \quad \eta_{\text{sys}} = \eta_{\text{app}} \cdot f_{\text{dim}} \cdot f_{\text{install}} \cdot f_{\text{adj}} \cdot f_{\text{control}} \quad (-)$$

Le facteur de système pour un système de fourniture de chaleur externe et tout autre type de générateur de chaleur est calculé comme suit :

$$\text{Eq. 6} \quad f_{\text{sys}} = f_{\text{dim}} \cdot f_{\text{install}} \cdot f_{\text{adj}} \cdot f_{\text{control}} \quad (-)$$

où :

η_{app}	le rendement de l'appareil, calculé conformément au § 5.2.2, (-) ;
$f_{\text{NCV/GCV}}$	un facteur de multiplication égal au rapport du pouvoir calorifique inférieur au pouvoir calorifique supérieur du combustible utilisé, emprunté à l'annexe F de l'annexe V du présent arrêté, (-) ;
$\theta_{30\%}$	la température d'entrée de la chaudière à laquelle le rendement de l'appareil η_{app} est déterminé, en °C. La valeur par défaut est de 30°C ;
$\theta_{\text{ave,boiler}}$	la température moyenne saisonnière de l'eau de chaudière, telle que déterminée conformément au § 10.2.3.2.4 de l'annexe V du présent arrêté, en °C ;
f_{dim}	un facteur de correction pour le dimensionnement adéquat du système, déterminé conformément au § 5.3.1, (-) ;
f_{install}	un facteur de correction pour l'installation adéquate du système, déterminé conformément au § 5.3.2, (-) ;
f_{adj}	un facteur de correction pour le réglage adéquat du système, déterminé conformément au § 5.3.3, (-) ;
f_{control}	un facteur de correction pour le contrôle adéquat du système, déterminé conformément au § 5.3.4, (-).

5.2.2 Calcul du rendement de l'appareil

Pour les chaudières à condensation et à non condensation à combustible gazeux et liquide qui satisfont aux conditions du § 10.2.3.2.1 de l'annexe V du présent arrêté, le rendement de l'appareil est η_{app} égal au rendement à charge partielle $\eta_{\text{part,GCV}}$ (par rapport au pouvoir calorifique supérieur) à 30% de l'émission de chaleur nominale, déterminée comme le rendement utile η_1 conformément au Règlement européen (UE) n°813/2013. Si le rendement à charge partielle $\eta_{\text{part,GCV}}$ (par rapport au pouvoir calorifique supérieur) n'est pas connu, il est calculé conformément au § 5.2.3.

Pour les chaudières à condensation et à non condensation à combustible gazeux et liquide qui ne satisfont pas aux conditions du § 10.2.3.2.1 de l'annexe V du présent arrêté, le rendement de l'appareil est η_{app} égal au rendement à charge partielle $\eta_{\text{part,GCV}}$ (par rapport au pouvoir calorifique supérieur) à 30% de l'émission de chaleur nominale. Exception : pour les réchauffeurs d'air pour lesquels le rendement à 30% de charge ne peut être mesuré, la valeur à 100% de charge peut être appliquée. Si le rendement à charge partielle $\eta_{\text{part,GCV}}$ (par rapport au pouvoir calorifique supérieur) n'est pas connu, il est calculé conformément au § 5.2.3.

Pour les pompes à chaleur sol/eau, eau/eau, air/eau et air/air électriques, le rendement de l'appareil est η_{app} égal au rendement de production $\eta_{\text{gen,heat}}$ calculé selon la méthode décrite à l'annexe V et VI du présent arrêté.

5.2.3 Calcul du rendement à charge partielle pour les chaudières à combustible gazeux et liquide

Si le rendement à charge partielle $\eta_{\text{part,GCV}}$ (par rapport au pouvoir calorifique supérieur) n'est pas connu, il peut être calculé comme suit :

Pour les chaudières standard (température constante) :

$$\text{Eq. 7} \quad \eta_{\text{part,GCV}} = f_{\text{NCV/GCV}} \cdot (0,80 + 0,03 \cdot \log P_{\text{nom}}) \quad (-)$$

Pour les chaudières à basse température (y compris les chaudières à condensation au fuel) :

$$\text{Eq. 8} \quad \eta_{\text{part,GCV}} = f_{\text{NCV/GCV}} \cdot (0,875 + 0,015 \cdot \log P_{\text{nom}}) \quad (-)$$

Pour les chaudières à condensation au gaz :

$$\text{Eq. 9} \quad \eta_{\text{part,GCV}} = f_{\text{NCV/GCV}} \cdot (0,97 + 0,01 \cdot \log P_{\text{nom}}) \quad (-)$$

Si P_{nom} est inconnue :

$$\text{Eq. 10} \quad \eta_{\text{part,GCV}} = 0,73 \quad (-)$$

où :

P_{nom} la puissance nominale utile thermique de la chaudière, en kW ;

$f_{\text{NCV/GCV}}$ un facteur de multiplication égal au rapport du pouvoir calorifique inférieur au pouvoir calorifique supérieur du combustible utilisé, emprunté à l'annexe F de l'annexe V du présent arrêté, (-).

5.3 Facteurs de correction

5.3.1 Facteur de correction pour le dimensionnement adéquat du système

Pour le dimensionnement adéquat du système, il convient de prendre en tant que facteur de correction les valeurs constantes du Tableau [2].

Tableau [2]: Facteur de correction pour le dimensionnement adéquat

	$f_{\text{dim}} (-)$
Note de dimensionnement présente	1,00
Pas de note de dimensionnement présente	0,95

Le ministre peut fixer d'autres spécifications en rapport avec la note de dimensionnement.

5.3.2 Facteur de correction pour l'installation adéquate du système

Le facteur de correction pour l'installation adéquate du système est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 11} \quad f_{\text{install}} = f_{\text{loc}} \cdot f_{\text{insul,duct}} \cdot f_{\text{insul,exch}} \quad (-)$$

où :

f_{loc} un facteur de correction pour l'emplacement du générateur de chaleur ou de l'échangeur de chaleur formant la limitation avec le système de fourniture de chaleur externe selon les règles préalablement fixées par le ministre, emprunté au Tableau [3], (-) ;

$f_{\text{insul,duct}}$ un facteur de correction pour l'isolation des conduites, emprunté au Tableau [4], (-) ;

$f_{\text{insul,exch}}$ un facteur de correction pour l'isolation de l'échangeur de chaleur formant la limitation avec le système de fourniture de chaleur externe selon les règles préalablement fixées par le ministre, emprunté au Tableau [5], (-).

Tableau [3]: Facteur de correction pour l'emplacement du générateur de chaleur ou de l'échangeur de chaleur formant la limitation avec le système de fourniture de chaleur externe selon les règles préalablement fixées par le ministre

	$f_{\text{loc}} (-)$
Établi dans le volume protégé	1,00
Établi en dehors du volume protégé	0,98

Tableau [4]: Facteur de correction pour l'isolation des conduites

	$f_{\text{insul,duct}} (-)$
L'isolation des conduites satisfait aux exigences conformément au § 7.1.2 ou § 9.4	1,00
L'isolation des conduites ne satisfait pas aux exigences conformément au § 7.1.2 of § 9.4	0,95

Tableau [5]: Facteur de correction pour l'isolation de l'échangeur de chaleur formant la limitation avec le système de fourniture de chaleur externe selon les règles préalablement fixées par le ministre

	$f_{\text{insul,exch}}$ (-)
Système de fourniture de chaleur externe : <ul style="list-style-type: none"> • L'isolation est conforme aux exigences minimales d'isolation des échangeurs de chaleur et des réservoirs tampons, conformément aux règles fixées au préalable par le ministre. • L'isolation n'est pas conforme aux exigences minimales d'isolation des échangeurs de chaleur et des réservoirs tampons, conformément aux règles fixées au préalable par le ministre. 	 1,03 1,00
Autres types de générateurs de chaleur (pas d'application)	1,00

5.3.3 Facteur de correction pour le réglage adéquat du système

Le facteur de correction pour le réglage adéquat du système est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 12} \quad f_{\text{adj}} = f_{\text{reg,burn}} \cdot f_{\text{reg,norm}} \cdot f_{\text{reg,self}} \cdot f_{\text{hyd}} \quad (-)$$

où :

$f_{\text{reg,burn}}$ un facteur de correction pour le réglage de la température de la chaudière, emprunté au Tableau [6], (-);

$f_{\text{reg,norm}}$ un facteur de correction pour le réglage du régime normal, emprunté au Tableau [7], (-);

$f_{\text{reg,self}}$ un facteur de correction pour les équipements autoréglables, emprunté au Tableau [8], (-);

f_{hyd} un facteur de correction pour l'ajustement hydraulique, emprunté au Tableau [9], (-).

Tableau [6]: Facteur de correction pour le réglage de la température de la chaudière

	$f_{reg,burn}$ (-)
Pour les chaudières à combustible gazeux et liquide :	
<ul style="list-style-type: none"> Le générateur de chaleur n'est pas maintenu à température et peut se refroidir entièrement (entre deux périodes de fonctionnement du brûleur) 	1,00
<ul style="list-style-type: none"> Le générateur de chaleur est pourvu d'un dispositif qui le maintient chaud en permanence (peu importe que la température du générateur de chaleur reste constante ou qu'elle baisse de façon limitée jusqu'à un niveau de température inférieur, mais pas tout à fait jusqu'à la température ambiante). 	0,95
Pour d'autres types de générateurs de chaleur (pas d'application)	1,00

Tableau [7]: Facteur de correction pour la régulation du régime normal

	$f_{reg,norm}$ (-)
Pour les chaudières à combustible gazeux et liquide, pompes à chaleur électriques et systèmes de fourniture de chaleur externe :	
<ul style="list-style-type: none"> Régulation automatique pour une température d'eau variable présente¹ 	1,00
<ul style="list-style-type: none"> Régulation automatique pour une température d'eau variable absente 	0,95
Pour d'autres types de générateurs de chaleur (pas d'application)	1,00

¹ Concerne la température de l'eau dans l'appareil, soit donc dans une chaudière la température de l'eau de la chaudière. Un dispositif manuel, tel qu'un bouton rotatif, est insuffisant.

Tableau [8]: Facteur de correction pour équipement autoréglable

	$f_{reg, self}$ (-)
Tous les corps de chauffe sont équipés en vue de la régulation de la température ambiante dans tout local ou zone chauffé, au moyen de vannes thermostatiques et/ou par une régulation thermostatique dans chaque pièce.	1,00
Tous les corps de chauffe sont équipés en vue de la régulation de la température ambiante dans tout local ou zone chauffé, au moyen de vannes thermostatiques intelligentes et/ou par une régulation thermostatique intelligente dans chaque pièce.	1,02
Tous les corps de chauffe ² ne sont pas équipés en vue de la régulation de la température ambiante dans tout local ou zone chauffé :	
<ul style="list-style-type: none"> • Si uniquement chauffage de surface 	1,00
<ul style="list-style-type: none"> • Tout autre type 	0,98

Une « zone chauffée » est une zone d'un bâtiment ou d'une unité de bâtiment sur un seul étage, avec des paramètres thermiques homogènes et des besoins de régulation de température correspondants (c'est-à-dire l'équivalent d'une « zone thermique », un concept commun dans le calcul de la performance énergétique).

Les vannes thermostatiques intelligentes et la régulation thermostatique intelligente réduisent la consommation d'énergie d'un système de chauffage dans une plus grande mesure que les vannes thermostatiques classiques et la régulation thermostatique classique. Cela se fait au moyen d'un contrôle intelligent, plus précisément un contrôle plus adéquat qu'une horloge de programmation classique. Le contrôle peut par exemple être amélioré au moyen d'un système d'auto-apprentissage, du géofencing (connexion avec un smartphone), de capteurs de présence, de valves de radiateur intelligentes qui enregistrent la température dans chaque pièce individuelle, de détection des fenêtres ouvertes, de communication avec d'autres systèmes, etc.

² En cas d'utilisation d'une combinaison de plusieurs corps de chauffe, la situation la moins favorable s'applique.

Tableau [9]: Facteur de correction pour le réglage hydraulique

	$f_{hyd} (-)$
La puissance nominale thermique totale de l'installation de production de chaleur est inférieure ou égale à 290 kW	1,00
La puissance nominale thermique totale de l'installation de production de chaleur est supérieure à 290 kW (émission de chaleur par l'eau) :	
<ul style="list-style-type: none"> • Un rapport de réglage hydraulique est présent 	1,00
<ul style="list-style-type: none"> • Aucun rapport de réglage hydraulique n'est présent 	0,95
La puissance nominale thermique totale de l'installation de production de chaleur est supérieure à 290 kW (émission de chaleur aérienne) :	
<ul style="list-style-type: none"> • Un rapport de réglage aéraulique est présent 	1,00
<ul style="list-style-type: none"> • Aucun rapport de réglage aéraulique n'est présent 	0,95

Le ministre peut fixer d'autres spécifications en rapport avec le rapport de réglage hydraulique et aéraulique.

5.3.4 Facteur de correction pour le contrôle adéquat du système

Le facteur de correction pour le contrôle adéquat du système est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 13} \quad f_{control} = f_{mon} \quad (-)$$

où :

f_{mon} un facteur de correction pour le contrôle, emprunté au Tableau [10], (-).

Tableau [10]: Facteur de correction pour contrôle

	$f_{\text{mon}} (-)$
<p>La puissance nominale thermique totale de l'installation de production de chaleur est inférieure ou égale à 70 kW :</p> <ul style="list-style-type: none"> • Un contrôle de la consommation d'énergie est présent • Aucun contrôle de la consommation d'énergie n'est présent 	<p>1,05</p> <p>1,00</p>
<p>La puissance nominale thermique totale de l'installation de production de chaleur est supérieure à 70 kW et inférieure ou égale à 290 kW :</p> <ul style="list-style-type: none"> • Un contrôle de la consommation d'énergie est présent • Aucun contrôle de la consommation d'énergie n'est présent 	<p>1,00</p> <p>0,95</p>
<p>La puissance nominale thermique totale de l'installation de production de chaleur est supérieure à 290 kW :</p> <ul style="list-style-type: none"> • Un contrôle de la consommation d'énergie et de la génération de chaleur est présent avec suivi automatique • Un contrôle de la consommation d'énergie et de la génération de chaleur est présent sans suivi automatique • Aucun contrôle de la consommation d'énergie et de la génération de chaleur n'est présent 	<p>1,05</p> <p>1,00</p> <p>0,95</p>

Le contrôle de la consommation d'énergie est réalisé au moyen de jauges de carburant ou de compteurs d'électricité, et de la génération de chaleur à l'aide de calorimètres. Les exigences imposées aux compteurs de consommation d'énergie et au contrôle sont décrites au § 5.4.

5.4 Exigences imposées aux compteurs de consommation d'énergie

Les compteurs sont équipés d'un dispositif permettant de lire les quantités mesurées sur place comme à distance. Les compteurs satisfont à l'arrêté royal du 15 avril 2016 relatif aux instruments de mesure.

De plus, les compteurs de combustible satisfont aux exigences du § 5.4.1, les calorimètres aux exigences du § 5.4.2 et les compteurs d'électricité aux exigences du § 5.4.3.

Le contrôle de la consommation ou de la production d'énergie avec suivi automatique doit être effectué selon les exigences décrites au § 5.4.4.

5.4.1 Compteurs de combustible (liquide et gazeux)

Jauge de volume et de masse avec affichage d'un compteur numérique (résolution ≤ 1 m³ ou 1 kg), équipée d'un système (type à impulsions) permettant un enregistrement automatique (autrement dit non manuel - affichage visuel) du relevé.

Les appareils suivants ne sont pas considérés comme compteurs :

- appareils qui mesurent le niveau de combustible ou la quantité de combustible stockée ;
- compteurs horaires pour la pulvérisation du fuel.

Le compteur numérique du gestionnaire de réseau peut être utilisé comme un compteur, à condition que seul l'appareil, ou les appareils qui contrôlent ensemble l'installation de chauffage (par exemple les chaudières à gaz en cascade), dont on souhaite mesurer la consommation, soient raccordés à ce compteur.

Seul le calcul consommation totale de combustible (via une ou plusieurs mesures) est demandé. Pour ce faire, l'on peut utiliser :

- un seul compteur raccordé à l'alimentation générale de la chaufferie ;
- une série de compteurs, toujours raccordés à l'alimentation du brûleur de chacune des chaudières. La consommation totale est déterminée par l'addition de tous les compteurs ;
- un compteur qui est déduit d'un compteur général. Le calcul est effectué par soustraction.

Cas particulier d'un brûleur mixte : lorsqu'au moins une chaudière de l'installation de chauffage est équipée d'un brûleur pouvant fonctionner au moyen de plus d'un combustible (éventuellement en même temps), il convient de placer un compteur pour chaque type de combustible.

Tolérance : lorsque le deuxième combustible n'est utilisé que dans des « situations exceptionnelles », le relevé du compteur n'est pas obligatoire. Le passage d'un combustible à l'autre pour des raisons tarifaires (par exemple pour compenser des périodes d'utilisation intensive) n'est pas considéré comme une situation exceptionnelle.

5.4.2 Calorimètres

Les calorimètres sont du type intégral : ils sont équipés d'une unité de compte électronique qui effectue l'intégration numérique du débit d'eau mesuré et de la différence de température de l'eau entre la conduite de départ et la conduite de retour. Le compteur doit satisfaire à la classe 2 conformément à la norme NBN EN-1434 Compteurs d'énergie thermique.

L'erreur maximale tolérée du calorimètre doit être conforme à la classe de précision 2 pour les compteurs d'énergie thermique, déterminée conformément aux règles mentionnées dans l'arrêté royal du 15 avril 2016 relatif aux instruments de mesure.

Les compteurs sont équipés d'un système (type à impulsions) permettant un enregistrement automatique (autrement dit non manuel - affichage visuel) du relevé.

Seule la puissance calorifique produite dans l'eau (déterminée via une ou plusieurs mesures) est demandée. Pour ce faire, l'on peut utiliser :

- un seul compteur raccordé à la conduite de départ générale de l'installation de production de chaleur ou de froid ;
- une série de compteurs, chacun d'entre eux placés au départ de chacun des circuits de chauffage ou de refroidissement. La consommation totale est déterminée par l'addition de tous les compteurs.

5.4.3 Compteurs d'électricité

Le compteur d'électricité mesure l'énergie active reproduite sous la forme d'un indice numérique avec une résolution minimale d'1 kWh, compteurs sur rails DIN. Le compteur satisfait aux normes NBN EN 62053-11 et NBN EN 62053-21.

La classe de précision minimale est la classe 1 pour l'énergie active.

Les compteurs sont équipés d'un système (type à impulsions) permettant un enregistrement automatique (autrement dit non manuel - affichage visuel) du relevé.

En cas de pompes à chaleur, la consommation électrique de toutes les pompes à chaleur doit être mesurée.

En cas d'installations d'eau glacée, la consommation électrique de toutes les installations d'eau glacée doit être mesurée.

5.4.4 Contrôle avec suivi automatique

Le contrôle avec suivi automatique est effectué via un système d'automatisation et de contrôle des bâtiments. Ces systèmes disposent au moins des fonctionnalités suivantes :

- surveiller, suivre et analyser en permanence la consommation d'énergie et en permettre l'ajustement ;
- évaluer l'efficacité énergétique du bâtiment, identifier les pertes de rendement des systèmes techniques du bâtiment et informer la personne responsable de la gestion des installations ou des équipements techniques sur les possibilités d'amélioration de l'efficacité énergétique ;
- permettre la communication avec les systèmes techniques de bâtiment connectés et d'autres dispositifs dans le bâtiment et être interopérable avec les systèmes techniques de bâtiment de différents types de technologies, dispositifs et fabricants propriétaires.

6 Dispositif de chauffage décentralisé

6.1 Exigences

Les systèmes de chauffage électrique direct font l'objet d'une puissance d'émission thermique maximale autorisée des appareils de chauffage électriques.

Lors du placement de l'installation de chauffage électrique direct, la puissance d'émission thermique maximale autorisée des appareils de chauffage électriques dans le bâtiment à rénover ou le nouveau bâtiment ne peut être supérieure à 15 W/m². À titre d'exception à cette règle, le remplacement d'un appareil existant défectueux par un nouvel appareil similaire est toujours autorisé.

Sont considérés comme système de chauffage électrique direct, tous les systèmes de chauffage fonctionnant sur la base d'une résistance électrique. Sont notamment considérés comme des systèmes de chauffage électrique direct : chauffage électrique à accumulation, convecteur électrique, chauffage électrique par le sol et chauffage électrique à rayonnement. Toute résistance électrique supplémentaire qui fait partie d'une pompe à chaleur ne doit pas être considérée comme un chauffage électrique direct.

6.2 Calcul de la puissance d'émission

La puissance d'émission thermique en W est déterminée uniquement par les appareils de chauffage électrique direct utilisés pour le chauffage d'espaces (les lampes pour l'éclairage, plaques de cuisson, ... ne sont donc pas incluses dans cette catégorie). Différents appareils de chauffage électrique direct utilisés pour le chauffage d'espaces sont considérés collectivement comme un seul générateur de chaleur dont les puissances sont additionnées.

La superficie au sol utile, exprimée en m², est déterminée sur la base de la superficie au sol brute du bâtiment à rénover ou du nouveau bâtiment.

7 Eau courante chaude

7.1 Exigences

7.1.1 Chauffe-eau et boilers instantanés électriques

Les nouveaux chauffe-eau électriques à installer font l'objet d'une puissance électrique maximale autorisée. La puissance maximale de tous les nouveaux chauffe-eau électriques est déterminée en fonction de la superficie au sol utile du bâtiment.

$$\text{Eq. 14} \quad P_{e1} \leq \max [2500 ; 2500 + 50 \cdot (A_{\text{usable}} - 150)] \quad (\text{W})$$

où :

P_{e1} la puissance électrique déterminée par la somme des puissances électriques de tous les chauffe-eau électriques, en W ;
 A_{usable} la superficie au sol utile du bâtiment ou de l'unité du bâtiment, définie dans le texte principal du présent arrêté, en m².

Pour les pompes à chaleur, les chauffe-eau avec pompe à chaleur et les chauffe-eau solaires, la résistance électrique de secours ne doit pas être prise en compte.

7.1.2 Isolation des conduites de circulation et combilus

Champ d'application

Les dispositions ci-dessous s'appliquent en tant qu'exigences aux conduites de circulation et combilus. Les dispositions sont également des recommandations pour d'autres conduites visant à améliorer le rendement d'installation.

Les conduites, conduits et accessoires suivants sont soumis aux dispositions³:

- conduites et accessoires destinés au transport d'eau de chauffage chaude ;
- conduites maintenues à température au moyen d'un système de chauffage à résistance électrique ;

³ Les conduites de circulation et combilus collectives sont soumises aux exigences imposées aux segments de conduites telles que décrites au chapitre 1.

- conduites et accessoires destinés au transport d'eau courante chaude (ECS), avec circulation forcée pour chaque segment de conduite.

Les conduites et conduits suivants ne sont pas soumis aux dispositions :

- les conduites faisant partie d'une boucle de répartition pour l'eau courante chaude et qui fonctionnent à l'aide d'un thermosiphon ;
- les conduites dont le diamètre extérieur n'est pas supérieur à 20 mm ;
- les conduites dont le diamètre extérieur n'est pas supérieur à 30 mm et qui ont été préalablement isolées par une épaisseur d'au moins 10 mm ;

Sont considérés comme conduites : les segments droits, coudes et tout autre changement de direction, les pièces dont la coupe change brusquement ou progressivement, les pièces de dérivation ou de connexion, indépendamment de leur orientation dans l'espace.

Régimes thermiques

Une installation de chauffage et d'alimentation en eau chaude correspond à l'un des deux régimes thermiques suivants :

- régime I à basse température : température de départ d'usine ≤ 55 °C ;
- régime II à haute température : température de départ d'usine > 55 °C ;

La valeur par défaut pouvant être prise en compte est la température de départ d'usine pour l'eau chaude et les systèmes de chauffage de surfaces (chauffage par le sol, les murs ou les plafonds) égale à 55°C. Pour tous les autres systèmes d'émission de chaleur, la valeur par défaut est de 90°C.

Classification de l'environnement des conduits

L'environnement des conduits pour le chauffage et l'alimentation en eau chaude est caractérisé par deux situations différentes :

- environnement I : conduits et accessoires :
 - a) enterrés, dans le sol ou à l'extérieur ;
 - b) dans tout espace ne faisant pas partie du volume protégé du bâtiment.
- environnement II : conduites et accessoires situés dans le volume protégé :
 - a) dans un local de chauffe ou dans un local technique, dans des gaines techniques ;
 - b) directement en apparent dans tout espace dépourvu de système de chauffage ;
 - c) directement en apparent dans tout espace équipé d'un système de chauffage et d'un système de climatisation ;
 - d) dans les faux plafonds, dans les faux planchers, les habillages continus.
- environnement III : toutes les autres situations dans le volume protégé. Aucune exigence n'est applicable à ces environnements.

Isolation thermique des conduites de chauffage et des conduites d'alimentation en eau courante chaude

La résistance thermique linéaire R_1 d'une conduite de chauffage ou d'alimentation en eau chaude doit être supérieure à la résistance thermique minimale $R_{1,min}$. La valeur de $R_{1,min}$ dépend des facteurs suivants :

- le régime de température de la conduite ;
- l'environnement de la conduite ;
- le diamètre extérieur de la conduite.

La valeur numérique de la résistance thermique est déterminée au Tableau [11]. Pour les diamètres extérieurs non mentionnés, il convient d'effectuer une interpolation linéaire.

Tableau [11]: Résistance thermique minimale autorisée pour le chauffage et l'eau courante chaude

Diamètre extérieur d (mm) de la conduite non isolée	$R_{l,min}$ (mK/W)			
	Régime I température de départ d'usine ≤ 55 °C		Régime II température de départ d'usine > 55 °C	
	Environnement I	Environnement II	Environnement I	Environnement II
17,2	5,92	5,21	6,41	5,92
21,3	5,49	4,81	5,95	5,49
26,9	5,08	4,42	5,49	5,08
33,7	4,65	4,05	5,08	4,65
42,4	4,26	3,69	4,65	4,26
48,3	4,03	3,48	4,41	4,03
60,3	3,66	3,15	4,02	3,66
76,1	3,30	2,84	3,64	3,30
88,9	3,08	2,62	3,39	3,08
114,3	2,72	2,31	3,00	2,72
139,7	2,45	2,08	2,72	2,45
168,3	2,22	1,87	2,47	2,22
219,1	1,92	1,61	2,14	1,92
273	1,68	1,40	1,88	1,68
323,9	1,52	1,26	1,70	1,52
355,6	1,43	1,18	1,61	1,43
$\geq 406,4$	1,31	1,08	1,48	1,31

La résistance thermique linéaire R_l de la conduite est déterminée conformément à l'annexe E.3 de l'Annexe V du présent arrêté. Lors du calcul de R_l , il convient de tenir compte du coefficient de transfert thermique $h_{se,j}=25$ W/m²K pour les conduites situées dans l'environnement I et du coefficient de transfert thermique $h_{se,j}=8$ W/m²K pour les conduites situées dans l'environnement II.

L'isolation thermique ne peut pas être interrompue à hauteur des points d'ancrage des conduites.

Les segments des conduites qui traversent les murs, sols ou plafonds du bâtiment doivent, quelle que soit leur orientation, être dotés d'une isolation thermique conforme aux prescriptions suivantes :

- les passages de 50 cm ou davantage sont considérés comme faisant partie de l'environnement II ;
- pour les passages de plus d'1 cm mais de moins de 50 cm, le segment de la conduite doit être pourvu sur la longueur du passage d'une isolation thermique d'une épaisseur minimale de 10 mm (quel que soit le matériau d'isolation), pour autant que l'isolation thermique soit obligatoire pour au moins un des deux segments des deux côtés du mur traversé par la conduite.

Isolation thermique des accessoires des conduites

À partir du moment où l'isolation thermique des conduites est obligatoire, il en va de même des accessoires - en ce compris les brides - raccordés aux conduites

dont le diamètre extérieur est supérieur à 50 mm. Les accessoires doivent être isolés conformément à la norme NBN D 30-041 ou être au moins aussi bien isolés que la conduite la plus épaisse à laquelle ils sont raccordés.

Protection de l'isolation thermique

L'isolation thermique doit être pourvue d'un revêtement la protégeant :

- de l'exposition aux rayons UV et aux conditions climatiques ;
- des attaques de divers animaux ;
- de la dégradation mécanique dans les zones de passage.

8 Refroidissement

Seuls les systèmes de refroidissement des espaces suivants sont pris en considération pour les exigences des installations techniques :

- Installations d'eau glacée.

8.1 Exigences

8.1.1 Rendement du système

L'efficacité de l'ensemble de l'installation d'eau glacée doit répondre à l'une des exigences suivantes, en fonction du Règlement européen applicable :

$$\text{Eq. 15} \quad \eta_{\text{sys}} \geq \eta_{\text{sys,min,EU}} \cdot 0,9 \quad (-)$$

$$\text{Eq. 16} \quad \eta_{\text{sys}} \geq \eta_{\text{sys,min}} \quad (-)$$

où :

η_{sys} le rendement du système de toute l'installation d'eau glacée, conformément au § 8.2, (-) ;

$\eta_{\text{sys,min,EU}}$ le rendement du système minimal imposé aux systèmes de refroidissement tombant sous le champ d'application du Règlement européen (UE) n°2016/2281, déterminé en fonction du type de système de refroidissement conformément au Tableau [12], (-) ;

$\eta_{\text{sys,min}}$ le rendement du système minimal imposé aux systèmes de chauffage ne tombant pas sous le champ d'application du Règlement européen (UE) n°2016/2281, déterminé en fonction du type de système de refroidissement conformément au Tableau [13], (-).

Tableau [12]: Rendement du système minimal pour systèmes de refroidissement des espaces

	$\eta_{\text{sys,min,EU}} (-)$
La puissance frigorifique nominale thermique totale de l'installation de production de froid est inférieure ou égale à 400 kW :	
<ul style="list-style-type: none"> refroidisseurs air/eau, lorsqu'ils sont commandés par un moteur électrique 	1,61
<ul style="list-style-type: none"> Refroidisseurs eau/eau glycolée, lorsqu'ils sont commandés par un moteur électrique 	2,00
La puissance frigorifique nominale thermique totale de l'installation de production de froid est supérieure à 400 kW :	
<ul style="list-style-type: none"> refroidisseurs air/eau, lorsqu'ils sont actionnés par un moteur électrique 	1,79
<ul style="list-style-type: none"> refroidisseurs air/eau, lorsqu'ils sont actionnés par un moteur à combustion interne 	1,54
La puissance frigorifique nominale thermique totale de l'installation de production de froid est supérieure à 400 kW et inférieure ou égale à 1500 kW :	
<ul style="list-style-type: none"> Refroidisseurs eau/eau glycolée, lorsqu'ils sont actionnés par un moteur électrique 	2,52
La puissance frigorifique nominale thermique totale de l'installation de production de froid est supérieure à 1500 kW :	
<ul style="list-style-type: none"> Refroidisseurs eau/eau glycolée, lorsqu'ils sont actionnés par un moteur électrique 	2,72

Tableau [13]: Rendement du système minimal pour systèmes de refroidissement des espaces

	$\eta_{\text{sys,min}} (-)$
Installation d'eau glacée refroidie par air	2,00
Installation d'eau glacée refroidie par eau	3,10
Installation d'eau glacée refroidie par eau avec condensateur à distance	2,50

8.2 Calcul du rendement du système

8.2.1 Principe

Le rendement de tout le système de refroidissement est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 17} \quad \eta_{\text{sys}} = \eta_{\text{app}} \cdot f_{\text{dim}} \cdot f_{\text{install}} \cdot f_{\text{adj}} \cdot f_{\text{control}} \quad (-)$$

où :

η_{app}	le rendement de l'appareil, conformément au § 8.2.2, (-);
f_{dim}	un facteur de correction pour le dimensionnement adéquat du système, conformément au § 8.3.1, (-);
f_{install}	un facteur de correction pour l'installation adéquate du système, déterminé conformément au § 8.3.2, (-);
f_{adj}	un facteur de correction pour le réglage adéquat du système, déterminé conformément au § 8.3.3, (-);
f_{control}	un facteur de correction pour le contrôle adéquat du système, déterminé conformément au § 8.3.4, (-).

8.2.2 Calcul du rendement de l'appareil

En ce qui concerne les systèmes de refroidissement qui satisfont aux conditions du Règlement européen (UE) n°2016/2281, le rendement de l'appareil est η_{app} égal au rendement $\eta_{\text{s,c}}$ conformément au Règlement européen (UE) n°2016/2281.

En ce qui concerne les systèmes de refroidissement qui ne satisfont pas aux conditions du Règlement européen (UE) n°2016/2281, le rendement de l'appareil η_{app} est calculé comme suit :

$$\text{Eq. 18} \quad \eta_{\text{app}} = \text{EER}_{\text{test}} \cdot f_{\text{part}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 19} \quad f_{\text{part}} = \frac{1}{\left(2,64 - 1,19 \cdot \left(\frac{\text{SEER}}{\text{EER}_{\text{test}}}\right)\right)} \quad (-)$$

où :

EER_{test}	le rendement énergétique déterminé par les « conditions nominales standard » telles que fixées à la section 2 de la norme NBN EN 14511, (-). La valeur par défaut est déterminée conformément au § 7.5.2.1 de l'annexe VI au présent arrêté ;
f_{part}	un facteur de correction tenant compte du comportement de la machine frigorifique en cas de charge partielle, (-). La valeur par défaut est 0,8 ;
SEER	le coefficient de performance saisonnier pour les machines frigorifiques à compression, déterminé conformément à la norme EN14825, (-).

8.3 Facteurs de correction

8.3.1 Facteur de correction pour le dimensionnement adéquat du système

Le facteur de correction pour le dimensionnement adéquat du système est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 20} \quad f_{\text{dim}} = 1 \quad (-)$$

8.3.2 Facteur de correction pour l'installation adéquate du système

Le facteur de correction pour l'installation adéquate du système est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 21} \quad f_{\text{install}} = f_{\text{insul,duct}} \quad (-)$$

où :

$f_{\text{insul,duct}}$ un facteur de correction pour l'isolation des conduites, emprunté au Tableau [14], (-).

Tableau [14]: Facteur de correction pour l'isolation des conduites

	$f_{\text{insul,duct}} (-)$
L'isolation des conduites satisfait aux exigences conformément au § 8.4	1,00
L'isolation des conduites ne satisfait pas aux exigences conformément au § 8.4	0,95

8.3.3 Facteur de correction pour le réglage adéquat du système

Le facteur de correction pour le réglage adéquat du système est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 22} \quad f_{\text{adj}} = f_{\text{reg}} \quad (-)$$

où :

f_{reg} un facteur de correction pour le réglage qui évite simultanément le refroidissement et le chauffage, emprunté au Tableau [15], (-).

Tableau [15]: Facteur de correction pour le réglage qui évite simultanément le refroidissement et le chauffage

	$f_{\text{reg}} (-)$
L'installation est équipée d'un dispositif permettant d'éviter simultanément le refroidissement et le chauffage dans un espace	1,00
L'installation n'est pas équipée d'un dispositif permettant d'éviter simultanément le refroidissement et le chauffage dans un espace	0,95

8.3.4 Facteur de correction pour le contrôle adéquat du système

Le facteur de correction pour le contrôle adéquat du système est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 23} \quad f_{\text{control}} = f_{\text{mon}} \quad (-)$$

où :

f_{mon}

un facteur de correction pour le contrôle, emprunté au Tableau [16], (-).

Tableau [16]: Facteur de correction pour contrôle

	f_{mon} (-)
<p>La puissance frigorifique totale des installations d'eau glacée est inférieure ou égale à 70 kW :</p> <ul style="list-style-type: none"> • Un contrôle de la consommation d'énergie est présent • Aucun contrôle de la consommation d'énergie n'est présent 	<p>1,05</p> <p>1,00</p>
<p>La puissance frigorifique totale des installations d'eau glacée est supérieure à 70 kW et inférieure ou égale à 290 kW :</p> <ul style="list-style-type: none"> • Un contrôle de la consommation d'énergie est présent • Aucun contrôle de la consommation d'énergie n'est présent 	<p>1,00</p> <p>0,95</p>
<p>La puissance frigorifique totale des installations d'eau glacée est supérieure à 290 kW :</p> <ul style="list-style-type: none"> • Un contrôle de la consommation d'énergie et de la génération de froid est présent avec suivi automatique • Un contrôle de la consommation d'énergie et de la génération de froid est présent sans suivi automatique • Aucun contrôle de la consommation d'énergie ou de la génération de froid n'est présent 	<p>1,05</p> <p>1,00</p> <p>0,95</p>

Le contrôle de la consommation d'énergie est réalisé au moyen de compteurs d'électricité et de la génération de froid à l'aide de calorimètres. Les exigences imposées aux compteurs de consommation d'énergie et au contrôle sont décrites au § 5.4.

8.4 L'isolation des canalisations

Champ d'application

Si les dispositions suivantes sont respectées, cela entraîne une augmentation du rendement de l'installation.

Les conduites et accessoires suivants sont soumis aux dispositions :

- conduites et accessoires destinés au transport d'eau froide d'une température de $< 20^{\circ}\text{C}$.

Les conduites suivantes ne sont pas soumises aux dispositions :

- les conduites dont le diamètre extérieur n'est pas supérieur à 20 mm ;
- les conduites dont le diamètre extérieur n'est pas supérieur à 30 mm et qui ont été préalablement isolées par une épaisseur d'au moins 10 mm.

Sont considérés comme conduites : les segments droits, coudes et tout autre changement de direction, les pièces dont la coupe change brusquement ou progressivement, les pièces de dérivation ou de connexion, indépendamment de leur orientation dans l'espace.

Régimes thermiques

Une installation de refroidissement correspond à l'un des deux régimes thermiques suivants :

- régime I à basse température : température de départ d'usine $< 14^{\circ}\text{C}$;
- régime II à haute température : température de départ d'usine $\geq 14^{\circ}\text{C}$;

Si la température de départ d'usine n'est pas connue, il convient de prendre en compte le régime I.

Isolation thermique des conduites d'eau froide

La résistance thermique linéaire R_1 d'une conduite d'eau froide doit être supérieure à la résistance thermique minimale $R_{1,\min}$. La valeur de $R_{1,\min}$ dépend des facteurs suivants :

- le régime de température de la conduite ;
- le diamètre extérieur de la conduite.

La valeur numérique de la résistance thermique est déterminée au Tableau [17].

Tableau [17]: Résistance thermique minimale autorisée pour les conduites d'eau froide

Diamètre extérieur d (mm) de la conduite non isolée	$R_{1,min}$ (mK/W)	
	Régime I Température de départ d'usine < 14 °C	Régime II Température de départ d'usine ≥ 14 °C
17,2	3,44	3,37
21,3	3,13	2,98
26,9	2,84	2,48
33,7	2,58	2,15
42,4	2,33	1,83
48,3	2,20	1,67
60,3	1,96	1,41
76,1	1,73	1,15
88,9	1,61	1,03
114,3	1,40	0,85
139,7	1,24	0,72
168,3	1,10	0,62
219,1	0,93	0,50
273	0,80	0,43
323,9	0,71	0,37
355,6	0,67	0,34
≥ 406,4	0,60	0,31

La résistance thermique linéaire R_1 de la conduite est déterminée conformément à l'annexe E.3 de l'Annexe V du présent arrêté.

Isolation thermique des accessoires de conduites

À partir du moment où l'isolation thermique des conduites est obligatoire, il en va de même des accessoires - en ce compris les brides - raccordés aux conduites dont le diamètre extérieur est supérieur à 50 mm. Les accessoires doivent être isolés conformément à la norme NBN D 30-041 ou être au moins aussi bien isolés que la conduite la plus épaisse à laquelle ils sont raccordés.

Protection de l'isolation thermique

L'isolation thermique doit être pourvue d'un revêtement la protégeant :

- de l'exposition aux rayons UV et aux conditions climatiques ;
- des attaques de divers animaux ;
- de la dégradation mécanique dans les zones de passage.

9 Ventilation

Seuls les systèmes de ventilation centralisée suivants sont pris en considération pour les exigences des installations techniques :

- systèmes avec alimentation mécanique et évacuation naturelle ;
- systèmes avec alimentation naturelle et évacuation mécanique ;
- systèmes avec alimentation mécanique et évacuation mécanique.

9.1 Exigences

9.1.1 Facteur de système

Le facteur de système de tout le système de ventilation doit satisfaire à l'exigence suivante :

$$\text{Eq. 24} \quad f_{\text{sys}} \geq f_{\text{sys,min}} \quad (-)$$

où :

f_{sys} le facteur de système, déterminé conformément au § 9.2, (-);

$f_{\text{sys,min}}$ le facteur de système minimal, déterminé en fonction du type de système de ventilation conformément au Tableau [18], (-).

Tableau [18]: Facteur de système minimal

	$f_{\text{sys,min}}$ (-)
Système de ventilation centralisée avec alimentation mécanique et évacuation naturelle	1,02
Système de ventilation centralisée avec alimentation naturelle et évacuation mécanique	1,02
Système de ventilation centralisée avec alimentation mécanique et évacuation mécanique	1,02

9.2 Calcul du facteur de système

Le facteur de système d'un système de ventilation est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 25} \quad f_{\text{sys}} = f_{\text{dim}} \cdot f_{\text{install}} \cdot f_{\text{adj}} \cdot f_{\text{control}} \quad (-)$$

où :

f_{dim} un facteur de correction pour le dimensionnement adéquat du système, conformément au § 9.3.1, (-);

f_{install} un facteur de correction pour l'installation adéquate du système, déterminé conformément au § 9.3.2, (-);

f_{adj} un facteur de correction pour le réglage adéquat du système, déterminé conformément au § 9.3.3, (-);

f_{control} un facteur de correction pour le contrôle adéquat du système, déterminé conformément au § 9.3.4, (-).

9.3 Facteurs de correction

9.3.1 Facteur de correction pour le dimensionnement adéquat du système

Pour le dimensionnement adéquat du système de ventilation, il convient de prendre en tant que facteur de correction les valeurs constantes du Tableau [19].

Tableau [19]: Facteur de correction pour le dimensionnement adéquat

	f_{dim} (-)
Pour les systèmes de ventilation centralisée avec alimentation mécanique et évacuation mécanique :	
<ul style="list-style-type: none"> • Appareil de récupération de chaleur présent 	1,00
<ul style="list-style-type: none"> • Pas d'appareil de récupération de chaleur présent 	0,00
Autres systèmes de ventilation	1,00

9.3.2 Facteur de correction pour l'installation adéquate du système

Le facteur de correction pour l'installation adéquate du système est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 26} \quad f_{\text{install}} = f_{\text{at,AHU}} \cdot f_{\text{at,duct}} \cdot f_{\text{insul,duct}} \quad (-)$$

où :

$f_{\text{at,AHU}}$ un facteur de correction pour l'étanchéité à l'air du groupe d'air, emprunté au Tableau [20], (-) ;

$f_{\text{at,duct}}$ un facteur de correction pour l'étanchéité à l'air des conduits, emprunté au Tableau [21], (-) ;

$f_{\text{insul,duct}}$ un facteur de correction pour l'isolation des conduits, emprunté au Tableau [22], (-).

Tableau [20]: Facteur de correction pour l'étanchéité à l'air du groupe d'air

	$f_{at,AHU}$ (-)
Pour les systèmes de ventilation centralisée avec alimentation mécanique et évacuation mécanique : <ul style="list-style-type: none"> • Le groupe d'air destiné aux applications non résidentielles offre une étanchéité à l'air de classe L2 minimum, déterminée conformément à la norme NBN EN 1886 • Dans tous les autres cas 	1,02
Autres systèmes de ventilation	1,00

Tableau [21]: Facteur de correction pour l'étanchéité à l'air des conduits

	$f_{at,duct}$ (-)
La classe d'étanchéité à l'air des conduits de ventilation est reproduite dans un rapport de mesure déterminé conformément aux normes NBN EN 12237 (pour les conduits aérauliques circulaires) et NBN EN 1507 (pour les conduits aérauliques rectangulaires) et mesuré conformément à la procédure de mesure décrite à l'annexe C de la norme NBN EN 14134 et doit être au moins de classe B	1,02
Tous les autres cas	1,00

Tableau [22]: Facteur de correction pour l'isolation des conduits

	$f_{insul,duct}$ (-)
Les nouveaux conduits de ventilation sont utilisés pour le transport de l'air chauffé ⁴ ou refroidi ⁵ et ne sont pas isolés conformément au § 9.4 de la présente annexe	0,95
Tous les autres cas	1,00

⁴ Est considéré comme air chauffé, l'air qui est chauffé par un corps de chauffe et dont la température réglée est supérieure à 25°C.

⁵ Est considéré comme air froid, l'air qui est refroidi par un bloc réfrigérant et dont la température réglée est inférieure à 18°C.

9.3.3 Facteur de correction pour le réglage adéquat du système

Le facteur de correction pour le réglage adéquat du système est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 27} \quad f_{\text{adj}} = f_{\text{ae}} \cdot f_{\text{reg,vent}} \quad (-)$$

où :

f_{ae} un facteur de correction pour le réglage aéraulique, emprunté au Tableau [23], (-);

$f_{\text{reg,vent}}$ un facteur de correction pour le réglage de la vitesse des ventilateurs, emprunté au Tableau [24], (-).

Tableau [23]: Facteur de correction pour le réglage aéraulique

	f_{ae} (-)
Un rapport de réglage aéraulique est présent	1,02
Aucun rapport de réglage aéraulique n'est présent	1,00

Le ministre peut fixer d'autres règles en rapport avec le rapport de réglage aéraulique.

Tableau [24]: Facteur de correction pour le réglage de la vitesse des ventilateurs

	$f_{\text{reg,vent}}$ (-)
Les ventilateurs du groupe d'air sont pourvus d'un dispositif de réglage de la vitesse (1)	1,05
Les ventilateurs du groupe d'air ne sont pas pourvus d'un dispositif de réglage de la vitesse (1)	1,00

(1) Les ventilateurs sont équipés d'un dispositif de réglage de la vitesse qui régule le débit de ventilation en fonction des besoins. Le réglage de la vitesse peut avoir lieu sur la base d'au moins un paramètre mesuré. Exemple de paramètre (non exhaustif) :

- teneur en CO₂ dans l'espace ;
- teneur en CO₂ dans l'air d'extraction ;
- Étanchéité à l'air dans l'espace ;
- Étanchéité à l'air dans l'air d'extraction ;
- Détection de présence ;
- Pression via les systèmes VAV ou CAV.

9.3.4 Facteur de correction pour le contrôle adéquat du système

Le facteur de correction pour le contrôle adéquat du système est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 28} \quad f_{\text{control}} = f_{\text{mon}} \quad (-)$$

où :

f_{mon} un facteur de correction pour le contrôle, emprunté au Tableau [25], (-).

Tableau [25] : Facteur de correction pour contrôle

	$f_{\text{mon}} (-)$
Le débit d'évacuation total est inférieur à 10.000 m ³ /h	1,00
Le débit d'évacuation total est supérieur ou égal à 10.000 m ³ /h :	
<ul style="list-style-type: none"> • Un contrôle de la consommation d'énergie est présent 	1,00
<ul style="list-style-type: none"> • Aucun contrôle de la consommation d'énergie n'est présent 	0,98

Le contrôle de la consommation d'énergie est réalisé au moyen de compteurs d'électricité. Les exigences imposées aux compteurs de consommation d'énergie et au contrôle sont décrites au § 5.4.

9.4 Isolation des conduits d'air

Champ d'application

Les dispositions qui suivent visent à améliorer le rendement d'installation.

Les conduits suivants sont soumis aux dispositions :

- conduites d'air.

Les conduits suivants ne sont pas soumis aux dispositions :

- les conduites d'air dont la section droite est inférieure ou égale à 0,025 m² ;
- les conduites d'air dont le diamètre extérieur n'est pas supérieur à 220 mm et qui ont été préalablement isolées à l'aide d'un matériau isolant d'une épaisseur d'au moins 10mm et d'une valeur $\lambda \leq 0,045 \text{ W/mK}$.

Sont considérés comme conduites d'air : les segments droits, coudés et tout autre changement de direction, les pièces dont la coupe change brusquement ou progressivement, les pièces de dérivation ou de connexion, indépendamment de leur orientation dans l'espace.

Isolation thermique des conduits d'air

La résistance thermique linéaire R_1 d'un conduit d'air doit être supérieure à la résistance thermique minimale autorisée $R_{1,\text{min}}$. La valeur de $R_{1,\text{min}}$ dépend des facteurs suivants :

- la température de l'air dans le conduit ;
- l'environnement du conduit ;
- le type de flux d'air tel que défini dans la norme NBN EN 13779 (voir Figure [1]);
- la présence d'éventuels appareils de récupération de chaleur et d'équipements nécessaires à la recirculation.

La valeur numérique de la résistance thermique est déterminée au Tableau [26].

Tableau [26]: Résistance thermique minimale requise des conduits d'air

Type d'air selon la norme NBN EN 13779		Environnement du conduit	Condition supplémentaire	Résistance thermique minimale $R_{l,min}$ ($m^2 \cdot K/W$)
n°	nom			
1	Air extérieur	<ul style="list-style-type: none"> • Dans le sol • Dans un local réfrigéré 	À l'exception d'un échangeur thermique sol-air	0,5
2, 8 et 12	Air d'entrée, air réutilisé et air mélangé	Dans le bâtiment (au sein ou en dehors du volume protégé), sauf toutes les parties visibles dans un espace vers lequel l'air est acheminé	Air chauffé d'une température $>25^\circ C$ ou air froid (2) d'une température $<18^\circ C$ (3)	0,65
		<ul style="list-style-type: none"> • Dans le sol • Dans un local réfrigéré 		1,5 (1)
		Dans l'environnement extérieur		1,5
4	Air transféré	<ul style="list-style-type: none"> • Dans le sol • Dans un local réfrigéré • Dans l'environnement extérieur 		0,5 (1)
5 et 6	Air extrait et Air recyclé	Dans le bâtiment (au sein ou en dehors du volume protégé), sauf toutes les parties visibles dans les espaces chauffés	Présence d'un appareil de récupération de chaleur placé en aval et/ou d'un système de recirculation	0,65
		<ul style="list-style-type: none"> • Dans le sol • Dans un local réfrigéré • Dans l'environnement extérieur 		1,5 (1)

7	Air rejeté	Dans le volume protégé	Pour les parties en aval de l'appareil de récupération de chaleur	0,5 (1)
---	------------	------------------------	-------------------------------------------------------------------	---------

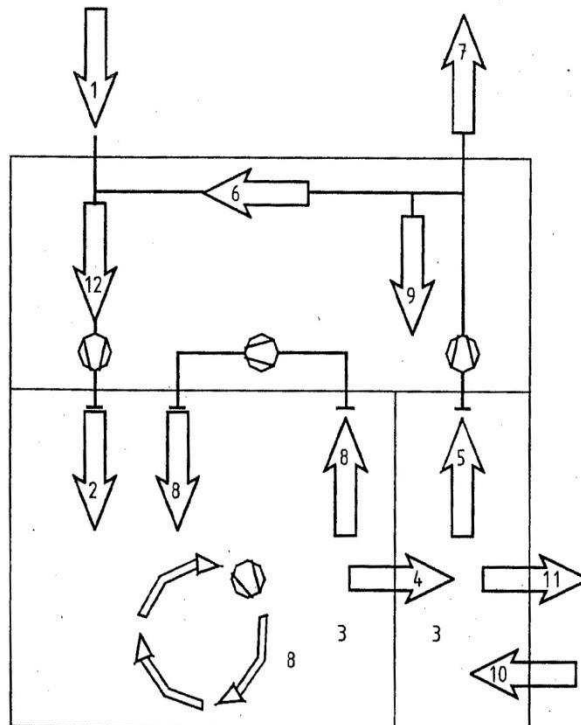
(1) L'isolation doit être effectuée au moyen de matériaux anti-condensation.

(2) Y compris l'air chauffé ou refroidi à l'aide d'un appareil de récupération de chaleur.

(3) : Température réglée du conditionnement d'air dans des conditions nominales.

Le type d'air acheminé conformément à la norme EN 13779 est illustré dans la Figure [1].

Figure [1]: Illustration des types d'air d'après la norme EN 13779 :



La résistance thermique R du conduit est déterminée de façon simplifiée en divisant l'épaisseur du matériau isolant par la conductivité du matériau isolant.

Protection de l'isolation thermique

L'isolation thermique doit être pourvue d'un revêtement la protégeant :

- de l'exposition aux rayons UV et aux conditions climatiques ;
- des attaques de divers animaux ;
- de la dégradation mécanique dans les zones de passage.

10 Éclairage

10.1 Exigences

Dans tout espace non résidentiel d'une unité PEB dans laquelle l'installation d'éclairage complète est renouvelée ou une nouvelle installation d'éclairage est installée, la puissance spécifique équivalente installée doit répondre à :

$$\text{Eq. 29} \quad W_{\text{equiv, rm } r} \leq W_{\text{equiv, rm } r, \text{ max}} \quad (\text{W/m}^2)$$

où :

$W_{\text{equiv, rm } r}$ la puissance installée spécifique équivalente dans l'espace r , en W/m^2 ;

$W_{\text{equiv, rm } r, \text{ max}}$ la puissance maximale installée spécifique équivalente dans l'espace r , en W/m^2 , empruntée au Tableau [27].

10.2 Calcul de la puissance installée spécifique équivalente

La puissance installée spécifique équivalente de l'installation d'éclairage dans l'espace r est calculée comme suit :

$$\text{Eq. 30} \quad W_{\text{equiv, rm } r} = W_{\text{rm } r} \cdot f_{\text{pres}} \cdot f_{\text{day}} \cdot f_{\text{dimming}} \quad (\text{W/m}^2)$$

où :

$W_{\text{rm } r}$ La puissance installée spécifique de l'installation d'éclairage dans l'espace r , telle que déterminée ci-dessous, en W/m^2 ;

f_{pres} un facteur de correction pour la détection de présence, emprunté au Tableau [27], (-) ;

f_{day} un facteur de correction pour la commande crépusculaire, emprunté au Tableau [27], (-) ;

f_{dimming} un facteur de correction pour la mise en veilleuse (autre que la mise en veilleuse dépendante de la lumière du jour), emprunté au Tableau [27], (-).

La puissance installée spécifique $w_{\text{rm } r}$, en W/m^2 est la somme des puissances installées des appareils d'éclairage fixes (fixés aux plafonds, aux murs et au sol), en ce compris la puissance des ballasts et des transformateurs, divisée par la superficie au sol nette de l'espace r . La valeur par défaut est de 30 W/m^2 .

Des circuits différents qui ne peuvent pas fonctionner simultanément ne doivent pas être additionnés. Dans cette situation, seul le circuit (ou la combinaison de circuits pouvant fonctionner simultanément) avec la puissance la plus élevée doit être pris en compte.

(1) Les fonctions du bâtiment et type d'espaces mentionnés au Tableau [27] sont purement indicatifs. Dans un même bâtiment, tous les types d'espaces repris dans le tableau peuvent en principe être présents. Les espaces analogues aux espaces décrits dans le tableau doivent satisfaire aux exigences relatives au type d'espace auquel ils sont analogues. Les espaces sans description analogue ne doivent pas être pris en compte.

(2) Dans les espaces équipés de fenêtres, le détecteur de présence installé doit être de type « activation manuelle/extinction automatique » pour pouvoir appliquer le facteur de correction f_{pres} .

(3) Le facteur de correction f_{day} peut uniquement être appliqué dans les espaces dans lesquels des parois transparentes sont installées.

Tableau [27]: Puissance installée spécifique équivalente maximale et facteurs de correction pour la commande

Fonction (1)	Type d'espace (1)	Puissance installée spécifique équivalente maximale $W_{equiv, rm r, max}$ (W/m ²)	Facteurs de correction pour la commande		
			f_{pres} (-) (2)	f_{day} (-) (3)	$f_{dimming}$ (-)
Fonction de logement	Chambre à coucher	7,5	0,4	0,8	0,9
Bureau	Bureau (individuel, collectif)	15	0,7	0,8	0,9
	Bureau paysagé	10	0,9	0,8	0,9
	Salle de réunion	15	0,5	0,8	0,9
Enseignement	Salles de classe	12,8	0,75	0,8	0,9
	Salle des professeurs	10	0,7	0,8	0,9
Soins de santé avec séjour	Chambre d'hôpital	10	1	0,8	0,9
Soins de santé sans séjour	Salles de traitement et d'examen	12,5	0,7	0,8	0,9
	Locaux médicaux	25	0,7	0,8	0,9
Réunion	Salle d'attente, zone clients	7,5	1	0,8	0,9
	Auditoire	12,5	0,7	0,8	0,9
	Bibliothèque	10	1	0,8	0,9
	Salle d'exposition	10	1	0,8	0,9
	Salle de théâtre, salle de spectacles	10	1	0,8	0,9
	Réception, accueil	10	1	0,8	0,9
	Restaurant	10	1	0,8	0,9
Commerce	Magasin de meubles, tapis, textile	15	1	0,8	0,9
	Magasin d'alimentation	17,5	1	0,8	0,9
	Magasin d'articles de bricolage	17,5	1	0,8	0,9
	Supermarché, grande surface	20	1	0,8	0,9
Sport	Hall omnisport	10	0,8	0,8	0,9
	Salle de fitness	10	0,8	0,8	0,9
	Piscine intérieure	10	0,8	0,8	0,9
	Centre sportif	10	0,8	0,8	0,9
Cuisine	Cuisine de restaurant	12,5	1	0,8	0,9
Locaux techniques	Enceinte réfrigérée	7,5	0,6	0,8	0,9
	Buanderie, séchoir	7,5	0,6	0,8	0,9
	Local technique, chaufferie	10	0,2	0,8	0,9
Communs	Espaces de circulation (couloirs, escaliers)	10	0,8	0,8	0,9
	Salle de bains (avec/sans WC), douche	10	0,5	0,8	0,9
	WC	17,5	0,2	0,8	0,9
	Vestiaire	7,5	0,6	0,8	0,9
	Entrepôt, remise	10	0,7	0,8	0,9
Autre	Production (travail pénible)	10	1	0,8	0,9
	Production (finition)	12,5	1	0,8	0,9
	Garage (commun)	3	0,2	0,8	0,9

Vu pour être annexé à l'arrêté du Gouvernement flamand modifiant l'arrêté relatif à l'énergie du 19 novembre 2010, concernant la transposition de la directive 2018/844/UE et concernant diverses dispositions en matière d'efficacité énergétique.

Bruxelles, le 9 octobre 2020

Le Ministre-Président du Gouvernement flamand,

Jan JAMBON

La Ministre flamande de la Justice et du Maintien, de l'Environnement, de l'Énergie et du Tourisme,

Zuhal DEMIR