

Annexe 1 à l'arrêté du Gouvernement de la Région de Bruxelles-Capitale du 14 juillet 2022 portant modification de divers arrêtés d'exécution de l'ordonnance du 2 mai 2013 portant le Code bruxellois de l'Air, du Climat et de la Maîtrise de l'Energie

Annexe XXIV - Méthode PER

**MÉTHODE DE DÉTERMINATION DE LA CONSOMMATION
D'ÉNERGIE PRIMAIRE DES UNITES RESIDENTIELLES**

Table des matières

AVANT-PROPOS	6
1 RÉFÉRENCES VERS D'AUTRES TEXTES.....	7
1.1 Listes des annexes au présent arrêté	7
1.2 Normes	7
2 DÉFINITIONS.....	10
3 SYMBOLES, ABRÉVIATIONS ET INDICES.....	11
3.1 Symboles et abréviations	11
3.2 Indices	13
4 STRUCTURE DE LA MÉTHODE.....	17
5 SCHÉMATISATION DU BÂTIMENT.....	18
5.1 Principe	18
5.2 Subdivision du bâtiment	18
5.3 Subdivision de l'unité PER en zones de ventilation et en secteurs énergétiques	18
5.3.1 Principe.....	18
5.3.2 Division en zones de ventilation et en secteurs énergétiques.....	18
5.3.3 Volume et surfaces des parois d'un secteur énergétique.....	19
5.3.4 Absence de système de chauffage.....	20
6 CONSOMMATION D'ÉNERGIE PRIMAIRE.....	21
7 BESOINS NETS EN ÉNERGIE POUR LE CHAUFFAGE ET L'EAU CHAUDE SANITAIRE.....	22
7.1 Principe	22
7.2 Besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage des locaux par secteur énergétique	22
7.3 Besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire	23
7.4 Déperditions de chaleur mensuelles par transmission et ventilation ...	25
7.4.1 Principe.....	25
7.4.2 Règle de calcul.....	25
7.5 Gains de chaleur mensuels par ensoleillement et par production interne de chaleur 25	
7.6 Taux d'utilisation des gains de chaleur mensuels	26
7.6.1 Calcul détaillé de la capacité thermique effective du secteur énergétique <i>i</i>	27
7.6.2 Calcul simplifié de la capacité thermique effective du secteur énergétique <i>i</i>	27
7.7 Coefficient de transfert thermique par transmission	28
7.7.1 Principe.....	28

7.7.2	Règle de calcul.....	29
7.8	Coefficient de transfert thermique par ventilation.....	30
7.8.1	Principe.....	30
7.8.2	Règle de calcul.....	30
7.8.3	Coefficient de déperdition de chaleur par in/exfiltration.....	31
7.8.4	Débit d'infiltration et d'exfiltration.....	32
7.8.5	Coefficient de déperdition de chaleur par ventilation hygiénique....	33
7.8.6	Débit de ventilation hygiénique.....	33
7.8.7	Coefficient de déperdition de chaleur par surventilation.....	34
7.8.8	Coefficient de déperdition de chaleur par ventilation par l'ouverture manuelle des parties ouvrantes	35
7.8.9	Potentiel de ventilation intensive.....	36
7.9	Gains de chaleur internes mensuels	37
7.9.1	Principe.....	37
7.9.2	Règle de calcul.....	37
7.10	Gains solaires mensuels	38
7.10.1	Principe	38
7.10.2	Règle de calcul	38
7.10.3	Gains solaires par une paroi transparente	38
7.10.4	Gains solaires par un système d'énergie solaire passif non ventilé	42
8	RISQUE DE SURCHAUFFE ET REFROIDISSEMENT.....	44
8.1	Principe	44
8.2	Détermination de l'indicateur de surchauffe	45
8.3	Probabilité conventionnelle que du refroidissement actif soit installé	47
8.4	Fraction du temps que la température dépasse les 25°C.....	48
8.5	Refroidissement	48
8.6	Systèmes de refroidissement passif.....	50
8.6.1	Systèmes de refroidissement par géo-cooling.....	50
8.6.2	Systèmes de refroidissement passif autres que le géo-cooling.....	54
9	BESOINS BRUTS EN ÉNERGIE POUR LE CHAUFFAGE ET L'EAU CHAUDE SANITAIRE.....	55
9.1	Préambule	55
9.2	Besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage	56
9.2.1	Principe.....	56
9.2.2	Rendement mensuel moyen du système.....	56
9.3	Besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire	60
9.3.1	Principe.....	60
9.3.2	Rendement du système pour l'eau chaude sanitaire.....	61
10	CONSOMMATION FINALE D'ÉNERGIE POUR LE CHAUFFAGE, L'EAU CHAUDE SANITAIRE ET LE REFROIDISSEMENT	69
10.1	Préambule	69
10.2	Consommation finale mensuelle d'énergie pour le chauffage des locaux ..	69
10.2.1	Principe	69
10.2.2	Règle de calcul	69
10.2.3	Rendement de production pour le chauffage des locaux et l'humidification	76
10.3	Consommation finale mensuelle d'énergie pour l'eau chaude sanitaire ..	102
10.3.1	Principe	102
10.3.2	Règle de calcul	102
10.3.3	Rendements de production et de stockage pour l'eau chaude sanitaire	105

10.4	Contribution énergétique utile mensuelle d'un système d'énergie solaire thermique	115
10.4.1	Contribution énergétique utile mensuelle d'un système d'énergie solaire thermique au chauffage des locaux et à la production d'eau chaude sanitaire	115
10.4.2	Contribution énergétique utile mensuelle d'un système d'énergie solaire thermique pour l'eau chaude sanitaire	118
10.4.3	Contribution énergétique utile mensuelle d'un système d'énergie solaire thermique pour l'eau chaude sanitaire, compte tenu des pertes de stockage	118
10.4.4	Energie mensuelle utile pour le chauffage des locaux par un système solaire thermique	123
10.5	Consommation d'énergie mensuelle équivalente pour le refroidissement .	125
11	CONSOMMATION MENSUELLE D'ÉNERGIE DES AUXILIAIRES.....	127
11.1	Consommation mensuelle d'énergie pour les fonctions auxiliaires	127
11.1.1	Consommation d'énergie auxiliaire électrique pour la distribution	127
11.1.2	Energie auxiliaire électrique pour la production	130
11.1.3	Consommation d'énergie auxiliaire d'un système solaire thermique .	134
11.2	Consommation mensuelle d'électricité des ventilateurs	135
11.2.1	Principe	135
11.2.2	Consommation électrique mensuelle des ventilateurs - méthode simplifiée (méthode 1)	135
11.2.3	Consommation électrique mensuelle des ventilateurs - calcul détaillé	139
11.3	Consommation mensuelle d'électricité pour le pré-refroidissement de l'alimentation en air	147
11.3.1	Consommation mensuelle d'électricité de l'échangeur sol-eau	148
11.3.2	Consommation mensuelle d'électricité pour le refroidissement par évaporation	148
11.4	Consommation mensuelle d'électricité des systèmes de refroidissement passifs	149
12	PRODUCTION MENSUELLE D'ÉLECTRICITÉ DES SYSTÈMES D'ÉNERGIE SOLAIRE PHOTOVOLTAÏQUE SUR SITE ET DES INSTALLATIONS DE COGÉNÉRATION SUR SITE	150
12.1	Systèmes d'énergie solaire photovoltaïque	150
12.1.1	Principe	150
12.1.2	Règle de calcul	150
12.1.3	Facteur de correction pour l'ombrage	150
12.1.4	Facteur de réduction du système d'énergie solaire photovoltaïque .	151
12.2	Cogénération	152
12.2.1	Principe	152
12.2.2	Production d'électricité	152
13	CONSOMMATION CARACTÉRISTIQUE D'ÉNERGIE PRIMAIRE.....	154
13.1	Préambule	154
13.2	La consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire	154
13.3	La consommation d'énergie primaire pour le chauffage des locaux	154
13.4	La consommation d'énergie primaire pour la préparation d'eau chaude sanitaire	155
13.5	La consommation d'énergie primaire des auxiliaires	156
13.6	La consommation équivalente d'énergie primaire pour le refroidissement	157
13.7	L'économie d'énergie primaire résultant de la production d'électricité d'une installation solaire photovoltaïque	157
13.8	L'économie d'énergie primaire résultant de la production d'électricité des installations de cogénération sur site	157

14	EMISSIONS DE CO ₂	159
14.1	Préambule	159
14.2	Emissions caractéristiques annuelles de CO ₂	159
14.3	Emissions mensuelles de CO ₂ résultant du chauffage des locaux	159
14.4	Emissions mensuelles de CO ₂ résultant de la préparation d'eau chaude sanitaire	160
14.5	Emissions mensuelles de CO ₂ résultant de la consommation d'énergie auxiliaire	161
14.6	Emissions mensuelles de CO ₂ résultant du refroidissement	162
14.7	Emissions mensuelles de CO ₂ évitées résultant de la production d'électricité d'une installation solaire photovoltaïque sur site	162
14.8	Emissions mensuelles de CO ₂ évitées résultant de la production d'électricité des installations de cogénération sur site	163
ANNEXE A	TRAITEMENT DES ESPACES ADJACENTS NON CHAUFFÉS.....	164
A.1	Possibilité 1	164
A.2	Possibilité 2	164
ANNEXE B	LE DÉBIT DE VENTILATION HYGIÉNIQUE.....	166
B.1	Détermination du facteur de multiplication $m_{sec\ i}$ pour le débit.....	167
B.1.1	<i>Ventilation naturelle.....</i>	167
B.1.2	<i>Ventilation mécanique simple flux par insufflation.....</i>	170
B.1.3	<i>Ventilation mécanique simple flux par extraction.....</i>	172
B.1.4	<i>Ventilation mécanique double flux.....</i>	174
B.2	Facteur de réduction pour préchauffage	175
B.3	Pré-refroidissement de l'air de ventilation	179
B.3.1	<i>Règle de calcul.....</i>	179
B.3.2	<i>Echangeur de chaleur sol-eau.....</i>	181
B.3.3	<i>Refroidissement par évaporation.....</i>	185
ANNEXE C	L'ENSOLEILLEMENT MENSUEL.....	186
C.1	Introduction	186
C.2	Schématisation de l'ombrage	186
C.2.1	<i>Généralités.....</i>	186
C.2.2	<i>Géométrie d'un obstacle.....</i>	186
C.2.3	<i>Géométrie des saillies.....</i>	186
C.2.4	<i>Valeurs par défaut.....</i>	187
C.3	Ensoleillement mensuel d'un plan non ombragé	187
C.3.1	<i>Ensoleillement total.....</i>	187
C.3.2	<i>Ensoleillement direct.....</i>	188
C.3.3	<i>Ensoleillement diffus.....</i>	190
C.3.4	<i>Ensoleillement réfléchi.....</i>	191
C.4	Ensoleillement mensuel d'un plan ombragé	191
C.4.1	<i>Pour un angle d'obstruction $\alpha_h \leq 60^\circ$.....</i>	191
C.4.2	<i>Pour un angle d'obstruction $\alpha_h > 60^\circ$.....</i>	193
C.5	Facteur d'utilisation $a_{c,m,j}$: tableaux.....	196
ANNEXE D	LE RENDEMENT D'ÉMISSION.....	203
D.1	Temps de fonctionnement conventionnel du système d'émission de chaleur	203
D.2	Température moyenne de l'eau dans le circuit d'émission	203
D.3	Radiateurs	204
D.4	Chauffage par le sol	206
D.5	Chauffage mural	207

ANNEXE E LES DÉPERDITIONS DE DISTRIBUTION.....	209
E.1 Rendement de distribution	209
E.2 Les déperditions de chaleur du réseau de distribution de chaleur	210
E.3 Détermination de la résistance thermique linéaire	211
<i>E.3.1 Conduites et gaines rondes.....</i>	<i>211</i>
<i>E.3.2 Gainés rectangulaires.....</i>	<i>212</i>
<i>E.3.3 Conduites souterraines.....</i>	<i>212</i>
ANNEXE F RAPPORT DU POUVOIR CALORIFIQUE INFÉRIEUR SUR LE POUVOIR CALORIFIQUE SUPÉRIEUR DE DIFFÉRENTS COMBUSTIBLES	213
ANNEXE G DÉTERMINATION DU RENDEMENT THERMIQUE D'UN RÉCUPÉRATEUR DE CHALEUR..	214
G.1 Mesure	214
<i>G.1.1 Spécifications lors d'un essai selon la norme NBN EN 308.....</i>	<i>214</i>
<i>G.1.2 Spécifications lors d'un essai selon la norme NBN EN 13141-7 ou selon la norme NBN EN 13141-8</i>	<i>216</i>
G.2 Calcul	216

Avant-propos

La présente annexe décrit la méthode de détermination de la consommation en énergie primaire de l'unité PER. Celle-ci 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 déterminer 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 Listes 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 PER : la présente annexe, intitulée "Méthode de détermination de la consommation d'énergie primaire des unités résidentielles" ;
- Annexe PEN : annexe en vigueur¹, intitulée "Méthode de détermination de la consommation d'énergie primaire des unités non résidentielles" ;
- Annexe U/R : annexe en vigueur¹, intitulée "Valeurs U maximales admissibles ou valeurs R minimales à réaliser" ;
- Annexe NC : annexe en vigueur¹, intitulée "Traitement des nœuds constructifs" ;
- Annexe VHR : annexe en vigueur¹, intitulée "Dispositifs de ventilation dans les bâtiments résidentiels" ;
- Annexe VHNRR : annexe en vigueur¹, intitulée "Dispositifs de ventilation des immeubles non résidentiels".

1.2 Normes

Les annexes PER, PEN, U/R, NC et VHNRR au présent arrêté font référence aux normes suivantes. Seule la version de norme portant la date mentionnée est d'application, à moins que le Ministre ne signale explicitement son remplacement par une autre version. Les références normatives dans l'annexe VHNRR au présent arrêté sont données dans cette annexe.

ARI Standard 560:2000	Absorption water chilling and water heating packages (ARI : Air-Conditioning and Refrigeration Institute)
ISO 15099:2003	Thermal performance of windows, doors and shading devices - Detailed calculations
NBN D 50-001:1991	Dispositifs de ventilation dans les bâtiments d'habitation
NBN EN 303-5	Heating boilers - Part 5 : Heating boilers for solid fuels, manually and automatically stoked, nominal heat output of up to 500 kW - Terminology, requirements, testing and marking
NBN EN 308:1997	Heat exchangers - Test procedures for establishing performance of air to air and flue gases heat recovery devices
NBN EN 410	Glass in building - Determination of luminous and solar characteristics of glazing
NBN EN 1873:2016	Prefabricated accessories for roofing - Individual rooflights of plastics - Product specification and test methods
NBN EN 1027:2000	Windows and doors - Watertightness - Test method
NBN EN 12309-2:2000	Gas-fired absorption and adsorption air-conditioning and/or heat pump appliances with a net heat input not exceeding 70 kW - Part 2 : Rational use of energy

¹ Conformément aux dispositions de l'article 21bis du présent arrêté.

NBN EN 12977-3:2012	Thermal solar systems and components - Custom built systems - Part 3 : Performance test methods for solar water heater stores
NBN EN 13141-1	Ventilation for buildings - Performance testing of components/products for residential ventilation - Part 1 : Externally and internally mounted air transfer devices.
NBN EN 13141-7	Ventilation for buildings - Performance testing of components/products for residential ventilation - Part 7 : Performance testing of a mechanical supply and exhaust ventilation units (including heat recovery) for mechanical ventilation systems intended for single family dwellings
NBN EN 13141-8	Ventilation for buildings - Performance testing of components/products for residential ventilation - Part 8 : Performance testing of un-ducted mechanical supply and exhaust ventilation units (including heat recovery) for mechanical ventilation systems intended for a single room
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 14134:2004	Ventilation for buildings - Performance testing and installation checks of residential ventilation systems
NBN EN 14785	Appareils de chauffage domestique à convection à granulés de bois - Exigences et méthodes d'essai
NBN EN 14511:2011	Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling
NBN EN 14825:2013	Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling - Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance
NBN EN 15250	Appareils de chauffage domestique à combustible solide à libération lente de chaleur - Exigences et méthodes d'essai
NBN EN 16510-1	Appareils de chauffage domestiques à combustion solide - Partie 1: Exigences générales et méthodes d'essai
NBN EN 60034-1:2010	Rotating electrical machines - Part 1 : Rating and performance
NBN EN 60904-1:2007	Photovoltaic devices - Part 1 : measurement of photovoltaic current-voltage characteristics.
NBN EN ISO 9806	Solar energy - Solar thermal collectors - Test methods
NBN EN ISO 10211	Thermal bridges in building construction - Heat flows and surface temperatures - Detailed calculations
NBN EN ISO 12241:1998	Thermal insulation for building equipment and industrial installations - Calculation rules
NBN EN ISO 13786:2017	Thermal performance of building components - Dynamic thermal characteristics - Calculation methods

NBN EN ISO 13790:2004	Thermal performance of buildings - Calculation of energy use for heating (supersedes EN 832)
NBN EN ISO 52022-1	Energy performance of buildings -- Thermal, solar and daylight properties of building components and elements -- Part 1: Simplified calculation method of the solar and daylight characteristics for solar protection devices combined with glazing
NBN EN ISO 52022-3	Energy performance of buildings -- Thermal, solar and daylight properties of building components and elements -- Part 3: Detailed calculation method of the solar and daylight characteristics for solar protection devices combined with glazing

2 Définitions

Les définitions sont reprises à l'arrêté "Lignes directrices".

3 Symboles, abréviations et indices

3.1 Symboles et abréviations

< signifie : dérivé de

Symbole	Signification	Unités
A	surface (projetée) (synonymes : aire, superficie)	m ²
A	air	-
B	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
EANC	espace adjacent non chauffé	-
EEI	indice d'efficacité énergétique	-
EER	efficacité 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
L	profondeur	m
I	indicateur (pour la surchauffe)	Kh
IAM	facteur d'angle d'incidence	-
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 saisonnière	-
U	tension	V
U	coefficient de transmission thermique	W/(m ² .K)
V	volume	m ³
\dot{V}	débit d'air, débit de ventilation	m ³ /h
W	quantité d'électricité	kWh
W	eau	-
X	variable auxiliaire pour les systèmes à énergie solaire thermique	-

Y	variable auxiliaire pour les systèmes à 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	taux de ventilation	h ⁻¹
n	nombre (quantité)	-
p	distance	m
q	flux de chaleur	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'obstacle	degrés
α _v , α _{sL} , α _{sR}	angles de saillie	degrés
β	angle d'élévation du soleil	degrés
β	rapport	-
δ	inclinaison	degrés
Δ...	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 linéaire	W/(m.K)
χ	angle d'incidence	degrés

3.2 Indices

< signifie : dérivé de

3D	tridimensionnel	co	condenseur
a	année	CO2	émissions de CO ₂
abs	en absence	cogen	cogénération
add	ventilation additionnelle	coldwater	eau froide
add m	ventilation additionnelle mécanique	combi	combilus
add w	ventilation additionnelle par ouverture des fenêtres	compac	compacité
adj	réglage (< adjustment)	cons	consommation
AHU	caisson de traitement d'air (< air handling unit)	constructions	parois de la surface de déperdition
al	couche d'air	contact	contact
all	tous	cool	refroidissement
amb	ambiant	ct	tour de refroidissement
ann	annuel	ctrl	contrôle
annih	annihilation	cw	mur-rideau
app	appareil	d	ouverture-jour
artif	artificiel	D	diamètre
artif area zone	d'éclairage artificiel	D	vers air extérieur et eau
as	système d'énergie solaire active (< active solar)	D	porte
aux	(énergie) auxiliaire	day	jour
ave	moyen	dayl	lumière du jour
b	eau dans chaudière	dayl area zone	de lumière du jour
B	= référence à l'option B	dc	fourniture de froid externe (< district cooling)
bath	salle de bains	def	par défaut
bf	sous-sol	demand	demande en énergie
boiler	chaudière	depth	profondeur
bw	mur de cave	design	conception
c	conventionnel	dh	fourniture de chaleur externe (< district heating)
C	protection solaire	dif	diffus
C	= référence à l'option C	dim	dimensionnement
calc	calculé	dir	direct
CCH	chauffage du carter (< crank case heating)	distr	distribution
char	caractéristique	duct	gaine
circ	circulation, conduite de circulation	e	extérieur, externe
		eb	température extérieure de base
		eff	effectif

elec	électrique
electr	électronique
em	émission (< emission)
en	énergie
env obst	obstacles environnants
EPstor	stockage, au niveau d'une unité PEB
EPR	unité PER (< energy performance of residential buildings)
eq	équivalent
ev	évaporateur
evap	évaporation
exc	exception
excess	excédentaire
exh	bouche d'évacuation
extr	extraction
f	plancher (< floor)
f	profilé de fenêtre (< frame)
f	utilisation
fans	ventilateur(s)
fct	fonction
final	consommation finale
first	(connecté comme) premier
fitting	armature
flat	projection horizontale
flow	débit
fl.h	chauffage par le sol
free	ouverture manuelle des parties ouvrantes
g	vitrage (< glazing)
g	gains (de chaleur) (< gain)
g	sol (< ground)
gasHP	pompe à chaleur gaz (< gas heat pump)
GCV	pouvoir calorific supérieur (< gross calorific value)
gen	production
geo	géo-cooling
go	vitrage de la partie ouvrante
gross	brut
h	rayonnement hémisphérique
h	humidité

heat	chauffage (de l'espace)
hr	récupération de chaleur (< heat recovery)
hor	horizontal
HP	pompe à chaleur (< heat pumps)
horshad	ombrage par l'horizon (< horizon shading)
hum	humidification
hx	échangeur de chaleur (< heat exchanger)
hyg	hygiénique
i	interne
i	nombre ordinal
i	partie opaque
in	entrant
in/exfilt	in/exfiltration
inst	installation
instal	installé
insul	isolation (< insulation)
insulating part	partie isolante
int	intérieur
int	intermittence
j	nombre ordinal
January	janvier
junctions	nœuds constructifs
k	nombre ordinal
kitchen	cuisine
L	longueur
L	déperditions de chaleur (transmission + ventilation) (< loss)
l	linéaire
leak	fuite, défaut d'étanchéité
length	longueur de conduite
LTHP	pompe à chaleur basse température selon EcoDesign (<low temperature heat pump)
light	éclairage
lim	limite
loc	place (< localisation)
loop	circuit capteur
loss	pertes (< losses)
m	nombre

m	mensuel (sur base mensuelle)
max	maximal
meas	mesuré
mech	mécanique
min	minimal
mod	modulant
n	nombre ordinal, nombre
nat	naturel
nat.gas	gaz naturel (< natural gas)
ncalc	(dans une) unité pas calculée
NCV	pouvoir calorific inférieur (< net calorific value)
net	net
netw	réseau de distribution de chaleur (< network)
ngeo	refroidissement passif, autre que le geo-cooling
night	nuit
norm	normalisé
nom	nominal
npref	non préférentiel
nres	non résidentiel
OAR	ouverture d'alimentation réglable
obst from build	obstacles liés au bâtiment
occ	occupation (période d')
off	éteint
on	allumé
oper	en service
operation	prenant en compte les limites des conditions de fonctionnement
out	hors tension
over	surventilation
overh	surchauffe (< overheating)
p	panneau
p	primaire
p	projetée
part	charge partielle (< part load)
path	chemin
perm	permanent
po	panneau opaque de la partie ouvrante

precool	pré-refroidissement
pref	préférentiel
preh	préchauffage
pres	présent
princ	principal
prim	primaire
ps	système d'énergie solaire passif
pumps	pompes
pv	photovoltaïque
r	nombre
r	rayonnement
r	lanterneau sans costière
rad	radiateur
rc	lanterneau avec costière
real	réel
rec	récupération
red	réduction
reduc	réduction
ref	référence
refl	réflexion
req	exigé
res	résidentiel
return	retour
rm	(par) espace
rl	lanterneau (< rooflight)
ro	grille de ventilation de la partie opaque
s	saison
s	soleil, ensoleillement
s	par le sol (< soil)
SB	veille (< stand-by)
se	flux de chaleur sortant de la construction
sec	secteur énergétique
setpoint	Point de consigne
sh+wh	chauffage de l'air ambiant 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 sur les conditions de fonctionnement
slab	dalle
soil	sol (< soil)
source	source
stack	gaine d'extraction
stor	stockage
supply	amenée, insuflation
switch	commutation
sys	système (d'installation)
T	transmission
t	transparent
tap	élément de robinetterie (< tap)
te	de la surface 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	flow turbulent
U	espace adjacent non chauffé (< unheated)
unit	unité PEB habitation individuelle
unocc	inoccupation (période d') (< unoccupied)
unshad	non ombragé (< unshaded)
usable	utilisable
util	utilisation
V	ventilation
vent	ventilation
vert	vertical

vrf	débit de réfrigération variable (< variable refrigerant flow)
w	fenêtre (< window)
W	eau
wall	façade
wall.h	chauffage mural
water	eau chaude sanitaire
wC	avec protection solaire (< with curtain)
well	source
win	ouverture de fenêtre
woC	sans protection solaire (< without curtain)
woC	sans conduites 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 s'effectue en plusieurs étapes.

Dans une première étape, on calcule les besoins énergétiques mensuels nets pour le chauffage 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'un contrôle séparé.

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

Dans une troisième étape, on détermine la consommation (finale) mensuelle d'énergie pour le chauffage 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 d'énergie équivalente 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. Pour ce faire, on commence par multiplier chacune des consommations finales mensuelles d'énergie (pour le chauffage, l'eau chaude sanitaire et les fonctions auxiliaires) par le facteur de conversion pour l'énergie primaire de la source d'énergie correspondante 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 d'application. On additionne ensuite les consommations caractéristiques mensuelles d'énergie primaire sur les 12 mois de l'année, moins l'économie caractéristique mensuelle d'énergie primaire procurée par l'électricité auto produite.

A 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 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 une unité PEB Habitation Individuelle, est appelé "unité PER". Au besoin, on procède à une subdivision supplémentaire en zones de ventilation et secteurs énergétiques afin de pouvoir tenir compte correctement des différents types d'installations dans les calculs.

5.2 Subdivision du bâtiment

Toutes les définitions, tous les principes et toutes les règles à respecter relatifs à la subdivision d'un bâtiment sont déterminés à l'arrêté "Lignes directrices".

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 zone de ventilation et en secteurs énergétiques selon la définition mentionnée 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 la seule zone de ventilation et le seul secteur énergétique.

C'est uniquement quand plusieurs types d'installations sont présents (ce qui est beaucoup moins fréquent), qu'il faut effectuer une subdivision en zones de ventilation et/ou en secteurs énergétiques tel que décrit ci-dessous.

Les systèmes de ventilation sont subdivisés en quatre types différents (voir également les annexes VHR et VHNR 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 sont présentes dans différentes parties fermées de l'unité PER, de type différent selon la subdivision ci-dessus, 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 à résistance électrique) 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. Mais, en présence de feux ouverts ou de poêles à bois, c'est quand même le système de chauffage central qui est pris en considération.

Si différents espaces de la zone de ventilation sont chauffés de différentes façons (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], il faut procéder à une subdivision en secteurs énergétiques. Mais cette subdivision n'est pas obligatoire en cas de chauffage central. Dans ce cas, on peut faire les calculs avec le rendement d'émission le plus faible du Tableau [43] dans tout le secteur énergétique et on ne peut plus opter pour la méthode de calcul détaillée selon l'Annexe D de la présente annexe.

Enfin, le fait que plusieurs générateurs 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. Mais cette subdivision n'est pas nécessaire si les générateurs de chaleur ont (arithmétiquement) le même rendement de production (par exemple, dans le cas de l'utilisation de deux chaudières de chauffage 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 générateurs de chaleur centraux, au lieu d'un seul appareil.)

Il est permis de subdiviser l'unité PER en un plus grand nombre de secteurs énergétiques, mais ce n'est pas obligatoire. Un plus grand nombre de secteurs énergétiques entraîne, généralement, davantage de travail de calcul (nécessité de données d'entrée supplémentaires), mais n'influence peu ou pas la valeur calculée de la consommation caractéristique annuelle d'énergie.

Si l'unité PER contient des espaces qui ne sont pas équipés d'un système d'émission de chaleur (par exemple, W.-C., couloirs, rangements, espaces qui ne sont pas immédiatement utilisés comme des chambres à coucher,...), ces espaces doivent être affectés à un secteur énergétique d'un espace adjacent du même étage. Si aucun dispositif d'alimentation en air neuf n'est présent dans l'espace non chauffé considéré mais qu'il y a des dispositifs de transfert d'air montés en intérieur depuis des espaces adjacents (il s'agit, par exemple, d'un espace de passage ou d'extraction, ou d'un espace de rangement), on affecte l'espace au (à un des) secteur(s) énergétique(s) adjacent(s) d'où le local considéré est approvisionné en air fourni. 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

Lors de 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. si aucun espace de l'unité PER n'est équipé d'un système d'émission de chaleur, alors il faut considérer, par convention et dans chaque espace, un chauffage local par convecteur électrique avec régulation électronique.

6 Consommation d'énergie primaire

La consommation spécifique annuelle d'énergie primaire de l'unité PER, $E_{\text{spec ann prim en cons}}$, en kWh par m² et par an, est donnée par le rapport entre la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire et la surface de l'unité PER :

$$\text{Eq. 254 } E_{\text{spec ann prim en cons}} = \frac{1}{3,6} \cdot \frac{E_{\text{char ann prim en cons}}}{A_{\text{EPR}}} \quad (\text{kWh/m}^2)$$

avec :

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

A_{EPR} la surface plancher de l'unité PER, en m².

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

7.1 Principe

Les besoins nets en énergie pour le chauffage sont calculés par secteur énergétique pour tous les mois de l'année. A cette fin, on détermine chaque fois les déperditions mensuelles totales par transmission et par ventilation à une température conventionnelle, ainsi que les gains mensuels totaux par gains de chaleur internes et solaires. 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 du volume de l'unité PER. On peut également tenir compte d'une récupération de chaleur. Seuls les points de consommation suivants sont pris en considération :

- les points de puisage des cuisines ;
- la ou les douche(s) et/ou la ou les baignoire(s) dans la ou les salle(s) de bain.

Tous les autres points de puisage de l'unité PER (y compris donc le ou les lavabo(s) dans les salles 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 par secteur énergétique comme suit :

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

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

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

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

avec :

$\gamma_{\text{heat,sec } i,m}$	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 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 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 d'une 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 :

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

avec :

$Q_{\text{water,bath } i,\text{net,m}}$ les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou d'une 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 la douche ou la baignoire i par récupération thermique de l'écoulement, à calculer selon des règles déterminées 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 l'évier de cuisine i par récupération thermique de l'écoulement, à calculer selon des règles déterminées par le Ministre, (-) ;

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

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

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

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

Le volume total de l'unité PER est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 325} \quad V_{\text{EPR}} = \sum_i V_{\text{sec } i} \quad (\text{m}^3)$$

avec :

$V_{\text{sec } i}$ le volume du secteur énergétique i , en m³.

Dans l'Eq. 325, il faut faire une somme sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PER.

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

² D'éventuels autres points de puisage d'eau chaude (par exemple, 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.

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

avec :

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.

Tableau [1] : Le numéro du jour caractéristique, la longueur du mois, la température extérieure moyenne et l'ensoleillement total et diffus moyen sur une surface horizontale non ombragée

Mois	Jour caractéristique	Longueur du mois t_m (Ms)	Température extérieure moyenne du mois $\theta_{e,m}$ (°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 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 mensuelle moyenne.

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 :

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

avec :

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

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

et avec :

$Q_{T,\text{heat,sec } i,m}$ 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 interne de chaleur du secteur énergétique i comme suit :

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

avec :

$Q_{i,\text{sec } i,m}$ les gains de chaleur mensuels par production interne de chaleur dans le secteur énergétique i , en MJ, déterminés selon le § 7.9 ;

$Q_{s,heat,sec\ i,m}$ les gains de chaleur mensuels par ensoleillement dans le secteur énergétique i , en MJ, déterminés 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 $\gamma_{heat,sec\ i,m} = 1$

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

avec :

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 interne de chaleur 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, déterminées selon le § 7.4 ;

a un paramètre numérique, (-) ;

$\tau_{heat,sec\ i}$ la constante de temps du secteur énergétique i , en s.

On suppose 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)

avec :

$C_{sec\ i}$ la capacité thermique effective du secteur énergétique i , en J/K ;

$H_{T,heat,sec\ i}$ le coefficient de transfert thermique par transmission, en W/K, déterminé selon le § 7.7 ;

$H_{V,heat,sec\ i}$ le coefficient de transfert thermique par ventilation, en W/K, déterminé selon le § 7.8.

La capacité thermique effective du secteur énergétique i , $C_{sec\ i}$, peut être déterminée de manière détaillée ou simplifiée.

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

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

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

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

- premièrement, on évalue le caractère "massif" de chaque élément de construction présents dans le secteur énergétique ;
- deuxièmement, on évalue le type de construction du secteur énergétique en fonction du caractère massif des éléments de construction présents dans le secteur énergétique ;
- troisièmement, la capacité thermique effective du secteur énergétique i, $C_{sec\ i}$, est déterminé en fonction du type de construction du secteur énergétique.

1^{re} étape : caractère "massif" d'un élément de construction

Le caractère "massif" d'un élément de construction peut être évalué de manière simplifiée ou détaillée.

Méthode simplifiée

Un élément de construction 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 W/(m.K), est d'au moins 100 kg/m².

Méthode détaillée

Un élément de construction est considéré comme massif si sa capacité thermique spécifique (κ_m) calculée conformément à la norme NBN EN ISO 13786, pour une période de variations thermiques (T) d'un jour, est supérieure à 45 kJ/m².

2^e étape : type de construction du secteur énergétique

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

Dans le présent contexte, un élément de construction est considéré comme :

- horizontal si sa pente est égale à 0° ;

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

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

La capacité thermique effective du secteur énergétique i , $C_{sec\ i}$, est reprise du Tableau [41] en fonction du type de construction.

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

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

avec :

$V_{sec\ i}$ le volume du secteur énergétique i , en m³.

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 la norme NBN EN ISO 10211. Ce genre de calcul tridimensionnel sert de référence.

Le calcul tridimensionnel de référence est remplacé, dans la présente annexe, par un calcul simplifié basé sur les principes suivants :

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

Une paroi plane de surface A se caractérise par un coefficient de transmission thermique U . Tous les nœuds constructifs linéaires de longueur l entre deux parois sont affectés d'un coefficient linéaire de transmission thermique Ψ et tous les nœuds constructifs ponctuels sont affectés d'un coefficient ponctuel de transmission thermique χ . Les nœuds constructifs linéaires et ponctuels, propres à une paroi et répartis sur toute la surface de cette paroi, 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. Il faut également prendre ces parois en considération dans la détermination du coefficient de transfert thermique si elles donnent sur une parcelle attenante, voir également le § 5.2. On suppose qu'il n'y a aucune pertes par transmission vers des espaces adjacents chauffés.

7.7.2 Règle de calcul

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

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

avec :

$H_{T,\text{sec } i}^{\text{constructions}}$ le coefficient de transfert thermique total 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 total par transmission due aux nœuds constructifs du secteur énergétique i , en W/K.

On trouvera davantage d'explications sur les différentes manières de tenir compte des nœuds constructifs (linéaires comme ponctuels) dans l'annexe NC au présent arrêté.

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

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

avec :

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

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

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

$H_{U,\text{sec } i}^{\text{constructions}}$ le coefficient de transfert thermique par transmission au travers des parois de la surface de déperdition du secteur énergétique i vers l'extérieur via un espace adjacent non chauffé, en W/K.

Les différents termes sont calculés selon les spécifications complémentaires déterminées par le Ministre, conformément à l'article 19 du présent arrêté.

En ce qui concerne les éléments dont les propriétés thermiques ne sont pas connues ou ne peuvent pas être déterminées (par exemple, couches à structure complexe dans les éléments muraux, etc.), on peut toujours supposer que la résistance thermique propre de la couche ou de l'élément est égale à zéro. Le coefficient de transmission thermique totale 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 surviennent des déperditions par transmission (donc, à l'exception des parois adjacentes à des espaces adjacents chauffés). Dans ce cas, les éléments susmentionnés se voient attribuer la même valeur U que les parois dans lesquels ils se trouvent.

Quant aux volets, il faut supposer par convention qu'ils sont fermés 8 heures par jour³.

7.8 Coefficient de transfert thermique par ventilation

7.8.1 Principe

On détermine le coefficient de transfert thermique par ventilation 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 de multiplication pour le prérefroidissement ;
- 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 rejeté 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 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 une extraction plus élevée de manière temporaire mais n'est pas nécessaire pour satisfaire aux exigences de ventilation des annexes VHR ou VHNR 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 :

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

³ Si les volets ne sont pas commandés depuis l'intérieur, aucune réduction ne s'applique.

- pour les calculs de l'indicateur de surchauffe :

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

avec :

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

7.8.3 Coefficient de déperdition de chaleur par in/exfiltration

Les expressions pour les coefficients de déperdition de chaleur par infiltration/exfiltration pour le secteur énergétique i sont les suivantes :

- 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 les calculs de l'indicateur de surchauffe :

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

avec :

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

7.8.4 Débit d'infiltration et d'exfiltration

Le débit moyen d'in/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 les calculs de l'indicateur de surchauffe :

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

avec :

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

$A_{T,E,sec i}$ la surface totale de toutes les parois qui enveloppent le secteur énergétique i et à travers lesquelles des déperditions par transmission sont considérées lors de la détermination de la performance énergétique⁴ (voir également les § 5 et 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 $m^3/(h.m^2)$, est de :

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

avec :

A_{test} la surface totale (sur base des dimensions extérieures) des parois qui enveloppent le volume mesuré lors de l'essai d'étanchéité à

⁴ 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 le calcul de $A_{T,E,sec i}$.

l'air, à l'exception des parois contigües à des espaces adjacents chauffés, en m² ;

\dot{V}_{50} le débit de fuite à 50 Pa de l'enveloppe extérieure, en m³/h, déduit de l'essai d'étanchéité à l'air mesuré conformément aux spécifications déterminées par le Ministre.

Sinon, les valeurs par défaut suivantes sont d'application, en m³/(h.m²) :

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

Le Ministre peut déterminer des spécifications complémentaires concernant les mesures d'étanchéité à l'air.

7.8.5 Coefficient de déperdition de chaleur par ventilation hygiénique

Le coefficient de déperdition de chaleur par ventilation hygiénique est donné par :

- pour les calculs de chauffage :

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

- pour les calculs de refroidissement :

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

- pour les calculs de l'indicateur de surchauffe :

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

avec :

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

$\dot{V}_{hyg,heat,sec\ i}$, $\dot{V}_{hyg,cool,sec\ i}$ et $\dot{V}_{hyg,overh,sec\ i}$ le débit de ventilation hygiénique dans le secteur énergétique i , respectivement pour les calculs de chauffage, pour les calculs de refroidissement et pour l'indicateur de surchauffe, tel que déterminé ci-après, en m³/h ;

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

7.8.6 Débit de ventilation hygiénique

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

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

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

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

avec :

V_{EPR} le volume total de l'unité PER, voir le § 7.3, en 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 , respectivement pour les calculs de chauffage, pour les calculs de refroidissement et pour l'indicateur de surchauffe, comme déterminé ci-dessous, (-) ;

$m_{\text{heat,sec } i}$, $m_{\text{cool,sec } i}$ et $m_{\text{overh,sec } i}$ un facteur multiplicateur qui est fonction du système de ventilation dans le secteur énergétique i et de la qualité d'exécution de ce dernier, respectivement pour les calculs de chauffage, pour les calculs de refroidissement et pour l'indicateur de surchauffe comme 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 déterminées par le Ministre ou, à défaut, sur base d'une demande d'équivalence.

La valeur du facteur multiplicateur $m_{\text{heat,sec } i}$, $m_{\text{cool,sec } i}$ 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 de 1,5. La valeur par défaut pour $m_{\text{cool,sec } i}$ et $m_{\text{overh,sec } i}$ est de 1,0. Pour déterminer des valeurs plus favorables, on se référera à l'Annexe B de la présente annexe.

7.8.7 Coefficient de déperdition de chaleur par surventilation

Pour un système de ventilation mécanique où l'air est extrait mécaniquement, l'air rejeté peut être utilisé par une pompe à chaleur comme source de chaleur pour la préparation d'eau chaude sanitaire.

Dans ce cas, on parle de surventilation lorsque la quantité d'air repris, nécessaire pour le bon fonctionnement de la pompe à chaleur à un moment donné, se situe au-dessus du débit de ventilation hygiénique à ce moment.

L'expression pour les coefficients de déperdition de chaleur par surventilation pour le secteur énergétique i est la suivante :

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

avec :

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

L'effet de la surventilation n'est pas encore pris en compte. On considère donc : $\dot{V}_{over,sec i} = 0$.

7.8.8 Coefficient de déperdition de chaleur par ventilation par l'ouverture manuelle des parties ouvrantes

L'expression pour le coefficient de perte de chaleur par ventilation par l'ouverture manuelle des parties ouvrantes est la suivante :

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

avec :

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

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

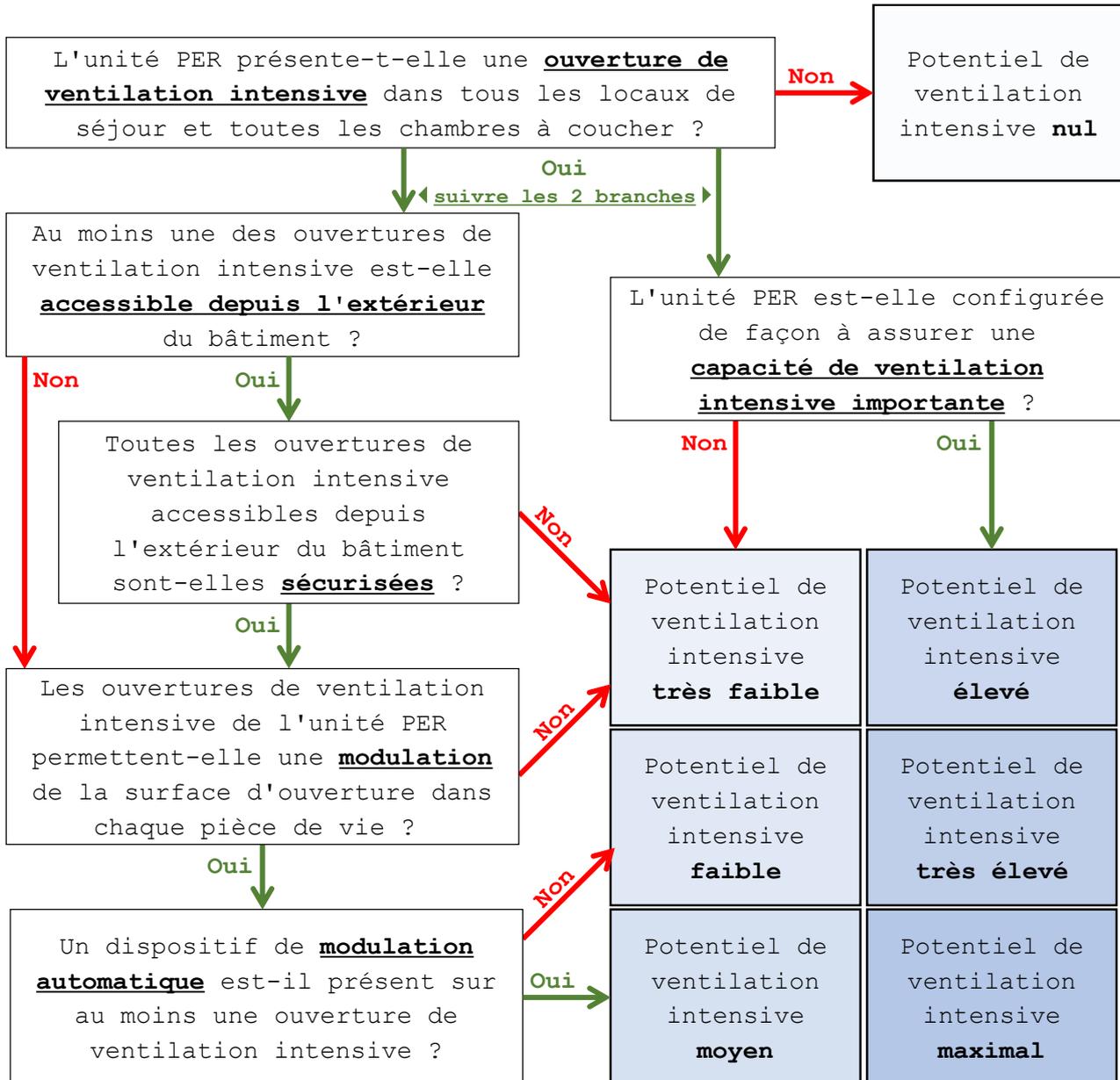
Tableau [37] : Valeurs du débit de ventilation par ouverture des fenêtres selon le potentiel de ventilation intensive

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

7.8.9 Potentiel de ventilation intensive

La détermination du potentiel de ventilation intensive se fait pour l'ensemble de l'unité PER sur base de l'organigramme de la Figure [2] ci-dessous dont les différents termes sont définis ci-après :

Figure [2] : Potentiel de ventilation intensive



Une ouverture de ventilation intensive s'apparente à un, ou la combinaison de plusieurs, élément ouvrant de type fenêtre, panneau, porte, porte-fenêtre ou grille, dont la surface cumulée permettant le passage d'air est supérieure à 6.4% de la superficie plancher nette totale du local d'implantation.

Le caractère d'accessibilité depuis l'extérieur d'une ouverture de ventilation intensive est établi selon les règles déterminées par le Ministre ou, par défaut, une ouverture est considérée comme étant accessible depuis l'extérieur du bâtiment.

Une ouverture de ventilation intensive est considérée sécurisée si soit elle offre la possibilité d'une position d'ouverture fixe permettant un passage d'air d'une hauteur ou 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 de débit liée 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 équipée d'un dispositif de modulation automatique si elle est équipée d'un dispositif de robotisation dont le module de gestion intègre les données d'une sonde de température 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 égaux à toute la chaleur produite dans un secteur énergétique par des sources internes, à l'exception du système de chauffage des locaux : par exemples l'émission de chaleur des personnes, de l'éclairage et des appareils. Dans le cadre de la réglementation, on établit leur valeur de manière forfaitaire. Dans les espaces adjacents non chauffés, les gains de chaleur internes sont par hypothèse égaux à zéro.

7.9.2 Règle de calcul

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

$$\text{Eq. 50} \quad \text{si } V_{\text{EPR}} \leq 192 \text{ m}^3 : Q_{i,\text{seci},m} = (1,41 \cdot V_{\text{EPR}} + 78) \cdot \frac{V_{\text{seci}}}{V_{\text{EPR}}} \cdot t_m$$

$$\text{si } V_{\text{EPR}} > 192 \text{ m}^3 : Q_{i,\text{seci},m} = (0,67 \cdot V_{\text{EPR}} + 220) \cdot \frac{V_{\text{seci}}}{V_{\text{EPR}}} \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

avec :

V_{EPR} le volume total de l'unité PER, voir le § 7.3, en m^3 ;
 $V_{\text{sec } i}$ 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 relatifs à 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 déterminés selon des règles déterminées par le Ministre ou, à défaut, sur base d'une demande d'équivalence et se baser sur l'annexe F de la norme 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 :

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

avec :

- $Q_{s,\text{heat},\text{tr},m,j}$ les gains solaires par une paroi transparente j pendant le mois considéré, en MJ, déterminés selon le § 7.10.3 ;
- $Q_{s,\text{heat},\text{ps},m,k}$ les gains solaires par un système d'énergie solaire passif non ventilé k pendant le mois considéré, en MJ, déterminés selon le § 7.10.4 ;
- $Q_{s,\text{heat},\text{sec } i,U,m,l}$ la part des gains solaires, pendant le mois considéré, de l'espace adjacent non chauffé l qui profite indirectement au secteur énergétique i , en MJ, déterminée selon les Annexes A et C de la présente annexe.

A cette fin, il faut effectuer une 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 . La façon de traiter les espaces adjacents non chauffés se trouve à l'Annexe A de la présente annexe.

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

Les gains solaires par la paroi transparente j , $Q_{s,heat,tr,m,j}$, sont donnés par :

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

avec :

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'Annexe C de la présente annexe.

Pour les lanterneaux, la surface vitrée $A_{g,j}$ de l'Eq. 52 est remplacée par la surface de la projection horizontale de la surface extérieure éclairante $A_{t,flat}$ 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 :

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

avec :

$A_{w,d,j}$	la surface de l'ouverture de jour de la 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 la partie transparente de cette paroi transparente et par la nature de la protection solaire. A 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 vitres qui constituent ensemble la partie transparente. Les protections solaires 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 de la paroi transparente. Les marquises, stores à projection et bannes solaires sont des exemples de protections solaires hors du plan de la paroi transparente. 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 automatique (distinction importante pour la détermination du facteur d'utilisation $a_{c,m,j}$). La position d'une protection solaire fixe est immuable ; les protections solaires à commande manuelle ou automatique ont au moins deux positions. Une commande automatique exige un activateur piloté de manière automatique (par exemple, un moteur) et au

moins un capteur d'ensoleillement par orientation de façade ou un détecteur d'absence qui referme la protection solaire en cas d'absence. En présence d'une protection solaire intégrée où l'espace intérieur est ventilé avec de l'air intérieur ou extérieur, le facteur solaire doit faire l'objet d'une demande d'équivalence.

7.10.3.3.2 Règle de calcul

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

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

avec :

- 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 (dans laquelle il est désigné par le symbole g).

Si une paroi transparente est équipée de plusieurs systèmes de protection solaire mobile (par exemple, protection intérieure et extérieure), il faut prendre en considération le système qui possède la plus haute valeur F_c pour les calculs de chauffage, et le système possédant la valeur F_c la plus basse pour l'évaluation de l'indicateur de surchauffe et des besoins nets en énergie pour le refroidissement des espaces.

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 de la partie transparente et de la protection solaire, et le facteur solaire pour une incidence normale de la seule partie transparente :

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

avec :

- $g_{g+c,\perp}$ le facteur solaire pour une incidence normale de la combinaison de la partie transparente et de la protection solaire, (-), déterminé selon les normes NBN EN ISO 52022-1, NBN EN ISO 52022-3 (dans lesquelles il est désigné par le symbole et l'indice g_{tot}) ou selon la norme ISO 15099. La norme NBN EN ISO 52022-1 peut uniquement être appliquée si toutes les conditions spécifiées dans celle-ci sont respectées ;
- $g_{g,\perp}$ le facteur solaire pour une incidence normale pour la partie transparente de la paroi transparente, (-), déterminé selon la norme NBN EN 410 (dans laquelle il est désigné par le symbole g).

Si $g_{g+c,i}$ n'est pas indiqué, il faut 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 pour le 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 non située dans le plan de la paroi transparente

Seules les protections solaires ayant un facteur de transmission solaire (moyenné sur la surface) $\tau_{e,dir,h}$ (angle d'incidence perpendiculaire, transmission hémisphérique) inférieur à 30% sont prises en considération. Les protections solaires qui ne satisfont pas à ce critère sont négligées.

Le facteur de réduction moyen mensuel F_c pour une protection solaire non située dans le 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 :

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

avec :

$I_{s,m,j,shad,wC}$ l'ensoleillement sur 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 de la présente annexe. Ceci exige de déterminer l'angle de surplomb α_v . La protection solaire est traitée ici comme si elle était opaque.

$I_{s,m,j,shad,woC}$ l'ensoleillement sur 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 de la présente annexe.

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 l'inclinaison θ_j de la surface vitrée j .

Avec une protection solaire fixe, $a_{c,m}$ est toujours égal à 1.

En cas de protection solaire mobile, on tire $a_{c,m}$ du Tableau [4]. Les tableaux C1 et C2 sont repris à l'Annexe C de la présente annexe. La valeur varie selon

qu'il s'agit de la détermination des besoins nets en énergie pour le chauffage ou pour le refroidissement, ou de l'indicateur de surchauffe.

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

Calcul / Commande	Chauffage	Refroidissement	Surchauffe
Manuelle	0,0	0,2	Tableaux C1
Automatique	0,0	$\max(0 ; \text{Tableaux C2} \text{ diminué de } 0,1)$	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, et 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 sur-vitrage, combinés ou non avec une isolation transparente supplémentaire, en sont des exemples.

7.10.4.2 Règle de calcul

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

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

avec :

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

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

- concernant les systèmes constructifs extérieurs ayant une transmission non négligeable de l'énergie solaire, la valeur effective est proportionnelle à l'absorption de la partie opaque :

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

- concernant les systèmes constructifs extérieurs ayant une transmission négligeable de l'énergie solaire (par exemple, les constructions dans lesquelles un absorbeur est intégré), on adapte la valeur déterminée sur la base de mesures afin de tenir compte de la résistance thermique de la lame d'air (non ventilée) entre le système constructif et la partie opaque :

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

avec :

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

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

et avec :

- α le coefficient d'absorption de la partie opaque, (-) ;
- $g_{t,h}$ le facteur solaire du système constructif pour un rayonnement solaire hémisphérique diffus, (-) ;
- $c_{m,k}$ un coefficient repris au Tableau [5], (-) ;
- $g_{t,\perp}$ le facteur solaire du système constructif sous un angle d'incidence normal, (-) ;
- U le coefficient de transmission thermique de l'élément de construction, 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 construction, depuis la surface qui délimite le système constructif 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 du système constructif, 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 le système constructif, en $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$;
- R_i la résistance thermique de la partie opaque derrière le système constructif, 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	Aoû	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

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 murs intérieurs, aux plafonds et aux planchers une hauteur suffisante, une masse thermique suffisamment élevée et accessible, et d'assurer une ventilation supplémentaire la nuit.

Quand il y a encore 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 des risques 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 sans donner de réponse définitive quant à la surchauffe possible dans une pièce.

L'évaluation se fait en 3 étapes.

Dans une première étape, pour chaque secteur énergétique, on évalue de façon conventionnelle le risque de surchauffe. Les gains de chaleur normalisés excédentaires sont pris comme indicateur du risque de surchauffe.

Une valeur de l'indicateur de surchauffe inférieure à la limite maximale autorisée ne donne aucune garantie qu'aucun problème de surchauffe ne surviendra. Un réel risque de surchauffe existe pour des valeurs proches de la valeur maximale. Si des problèmes de surchauffe se produisent, il y a de grandes chances pour qu'une installation de refroidissement actif soit installée, avec la consommation d'énergie associée. 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 cette manière, on anticipe de manière conventionnelle l'utilisation éventuelle d'une installation de refroidissement.

Dans une deuxième étape, on définit, en fonction de l'indicateur de surchauffe, une sorte de probabilité conventionnelle qu'une installation de refroidissement actif soit effectivement placée. Deux cas peuvent se présenter :

- si une installation de refroidissement actif est placée dès la construction, on tient toujours entièrement compte des besoins de refroidissement. La probabilité qu'une installation de refroidissement soit placée est alors de 1, quelle que soit la valeur de l'indicateur de surchauffe.
- si on ne place pas de refroidissement actif lors de la construction, on considère un palier pour l'indicateur de surchauffe. Sous ce palier, le risque de surchauffe est considéré comme tellement faible que la probabilité que du refroidissement actif soit installé par après est prise comme étant égale à 0. Entre le palier et la valeur maximale autorisée, on considère conventionnellement une augmentation linéaire de la probabilité entre 0 et 1.

Au cas où la probabilité conventionnelle n'est pas nulle, on calcule, dans une troisième étape, le besoin net en énergie pour le refroidissement sur base des gains de chaleur excédentaires par rapport à la valeur de consigne pour le

refroidissement. On prend conventionnellement 23°C comme valeur de consigne. Lorsqu'une installation de refroidissement actif garanti un confort d'été, on considère que les occupants utiliseront moins les éventuelles protections solaires ou les possibilités de ventilation (nocturne) intensive. Ces installations sont donc considérées différemment que lors de l'évaluation du risque de surchauffe.

8.2 Détermination de l'indicateur de surchauffe

On détermine, par secteur énergétique i , respectivement par unité PEB, l'indicateur de surchauffe comme étant égal aux gains de chaleur annuels normalisés excédentaires par rapport à la température de consigne du refroidissement pour le secteur énergétique i , respectivement pour l'unité PEB. Cette valeur étant égale à la somme des valeurs mensuelles :

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

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

avec :

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

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

et avec :

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

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

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

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

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

avec :

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

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

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

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

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

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

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

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

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

avec :

$\eta_{\text{util,overh,sec } i,m}$ le taux d'utilisation des gains de chaleur mensuels du secteur énergétique i , pour l'indicateur de surchauffe, (-) ;

$Q_{g,\text{overh,sec } i,m}$ les gains de chaleur mensuels par ensoleillement et production de chaleur interne dans le secteur énergétique i pour l'indicateur de surchauffe, en MJ ;

$Q_{i,\text{sec } i,m}$ les gains de chaleur mensuel 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 mensuel par ensoleillement dans le secteur énergétique i pour l'indicateur de surchauffe, en MJ, déterminés selon le § 7.10 ;

$\gamma_{\text{overh,sec } i,m}$ le rapport entre les gains de chaleur mensuels et les déperditions de chaleur mensuelles dans le secteur énergétique i pour l'indicateur 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'indicateur 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'indicateur de surchauffe, en MJ ;

$Q_{V,\text{overh,sec } i,m}$ les déperditions de chaleur mensuelles par ventilation du secteur énergétique i pour l'indicateur 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 du besoin net en énergie pour l'indicateur 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'indicateur 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'indicateur de surchauffe, en W/K, déterminé selon le § 7.8.2 ;
$T_{overh,sec i,m}$	la constante de temps mensuel du secteur énergétique i pour l'indicateur 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 de 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, sur base mensuelle, tel que déterminé selon le § 8.6, (-).

Il faut sommer tous les secteurs d'énergie i de l'unité PER.

$H_{T,overh,sec i}$ est déterminé selon le § 7.7.2. Toutefois, si l'influence des nœuds constructifs est calculée de manière forfaitaire (selon l'option C de l'annexe NC au présent arrêté), ce supplément forfaitaire n'est pas pris en considération dans le calcul de l'indicateur de surchauffe.

8.3 Probabilité conventionnelle que du refroidissement actif soit installé

Lors de la détermination de la performance énergétique, on applique par convention la valeur suivante pour la probabilité que du refroidissement actif soit placé (voir le § 8.1 pour plus d'explications) :

- si le secteur énergétique i est lié à une machine de froid actif, ou à un système de fourniture de froid externe alimenté par une machine de froid actif, on a : $p_{cool,sec i} = 1$ (-)
- si aucun refroidissement actif n'est installé dans le secteur énergétique i, on a :

$$\text{Eq. 72} \quad p_{cool,sec i} = \max \left\{ 0 ; \min \left(\frac{I_{overh,sec i} - I_{overh,thresh}}{I_{overh,max} - I_{overh,thresh}} ; 1 \right) \right\} \quad (-)$$

avec :

$I_{overh,thresh}$	la valeur de seuil au-dessus de laquelle il faut tenir compte, pour la détermination de la performance énergétique, d'un risque d'installation de refroidissement actif ultérieure. Cette valeur est par hypothèse égale à 1000 Kh ;
$I_{overh,max}$	la valeur maximale autorisée pour l'indicateur de surchauffe, cette valeur est par hypothèse égale à 6500 Kh.

8.4 Fraction du temps que la température dépasse les 25°C

La fraction du temps que la température dépasse les 25°C dans l'unité PER est déterminée suivant :

$$\text{Eq. 240 } f_{\text{cool,PER}} = \max \left\{ 0 ; \min \left(0,05 \cdot \frac{I_{\text{overh,PER}}}{I_{\text{overh,max}}} ; 1 \right) \right\} \quad (-)$$

avec :

$I_{\text{overh,PER}}$ la valeur pour l'indicateur de surchauffe, telle que déterminée selon le § 8.2, en Kh ;

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

8.5 Refroidissement

Les besoins nets en énergie pour le refroidissement par mois et par secteur énergétique i sont déterminés comme suit :

$$\text{Eq. 446 } Q_{\text{cool,net,sec } i,m} = p_{\text{cool,sec } i} \cdot (1 - f_{\text{cool,geo,sec } i,m} - f_{\text{cool,ngeo,sec } i,m}) \cdot Q_{\text{cool,net,princ,sec } i,m} \quad (\text{MJ})$$

avec :

$p_{\text{cool,sec } i}$ 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 de l'énergie de refroidissement fournie au secteur énergétique i par un système de refroidissement par géo-cooling, directement ou via un système de fourniture de froid externe, et les besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement du secteur énergétique i , sur base mensuelle, tel que déterminé selon le § 8.6.1, (-) ;

$f_{\text{cool,ngeo,sec } i,m}$ le rapport de l'énergie de refroidissement fournie au secteur énergétique i par un système de refroidissement passif autre que du géo-cooling, directement ou via un système de fourniture de froid externe, et les besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement du secteur énergétique i , sur base mensuelle, tel que déterminé selon le § 8.6.2, (-).

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, on a :

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

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

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

avec :

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

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

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

et :

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

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

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

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

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

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

avec :

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

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

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

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

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

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

a_m un paramètre numérique ;

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

$Q_{V,cool,sec\ i,m}$	les déperditions de chaleur mensuelles du secteur énergétique i par ventilation pour la détermination du besoin 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 du besoin net en énergie pour le refroidissement, égale par hypothèse à 1°C ;
$H_{T,cool,sec\ i}$	le coefficient de transfert thermique du secteur énergétique i par transmission pour la détermination du besoin de refroidissement, en W/K. Cette valeur est par hypothèse égale à $H_{T,overh,sec\ i}$ tel que déterminé au § 8.2 ;
$H_{V,cool,sec\ i,m}$	le coefficient de transfert thermique mensuel du secteur énergétique i par ventilation pour la détermination du besoin de refroidissement, en W/K, déterminée selon le § 7.8 ;
$\tau_{cool,sec\ i,m}$	la constante de temps mensuel du secteur énergétique i pour la détermination du besoin 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 du besoin de refroidissement, en °C ;
t_m	la longueur du mois considéré, en Ms, voir le Tableau [1].

Remarque :

Pour le climat belge, le besoin de refroidissement dépend fortement des conditions atmosphériques du moment. Le besoin de refroidissement d'une année météorologique moyenne n'est pas égal au besoin de refroidissement moyen sur différentes années car les années chaudes pèsent relativement plus lourd. Les calculs tiennent compte de ce phénomène, en prenant des températures quelque peu supérieures à la moyenne au long de l'année.

8.6 Systèmes de refroidissement passif

Le refroidissement passif est un refroidissement qui survient sans froid actif supplémentaire produit par une machine de froid. Le refroidissement passif pour les unités résidentielles est considéré comme suit.

8.6.1 Systèmes de refroidissement par géo-cooling

Dans les unités résidentielles, la technique du "géo-cooling", couplée à un système fermé avec un échangeur sol-eau vertical ou à un système ouvert qui utilise les eaux souterraines des aquifères profonds et une pompe à chaleur géothermique pour le chauffage, est prise en considération dans les calculs de refroidissement. Lorsque cette technique de géo-cooling est liée via un système de fourniture de froid externe, elle est considérée au même titre qu'un système présent sur le site. Le géo-cooling permet de refroidir l'eau de refroidissement en utilisant un échangeur de chaleur enterré profondément dans le sol ou de l'eau souterraine, sans refroidissement actif supplémentaire fourni par une machine de refroidissement à compression. L'eau de refroidissement est fournie aux unités résidentielles directement ou via un système de fourniture de froid externe. Ensuite, cette eau est envoyée dans un plancher rafraichissant, ce qui permet d'abaisser la température intérieure.

Cette technique du "géo-cooling" permet de fournir une fraction des besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement. Cette fraction, notée $f_{cool,geo,sec i,m}$, peut varier entre 0 à 1.

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

En l'absence d'un système de refroidissement par géo-cooling, alors on a $f_{cool,geo,sec i,m} = 0$. Si une machine de froid actif fournit du froid à un système de fourniture de froid externe qui fournit lui-même du froid au secteur énergétique considéré, alors on a également $f_{cool,geo,sec i,m} = 0$. Cette valeur tient également lieu de valeur par défaut.

Si un système de refroidissement par géo-cooling associé à un échangeur sol-eau vertical ou à de l'eau souterraine fournit du froid au secteur énergétique considéré, directement ou via un système de fourniture de froid externe, alors $f_{cool,geo,sec i,m}$ est déterminé tel que ci-dessous. Si un système de refroidissement par géo-cooling associé à un autre type d'échangeur sol-eau (par ex. un échangeur sol-eau horizontal) fournit du froid au secteur énergétique considéré, alors il faut utiliser la valeur par défaut. Des valeurs plus favorables sont à déterminer selon des règles déterminées par le Ministre ou, à défaut, sur base d'une demande d'équivalence.

Deux facteurs limitants sont pris en compte pour déterminer $f_{cool,geo,sec i,m}$:

- la capacité du sous-sol à fournir l'énergie de refroidissement demandée par le bâtiment. En effet, le sous-sol ne peut fournir qu'une quantité limitée d'énergie de refroidissement sur une année. Il en est de même pour les systèmes ouverts qui utilisent de l'eau souterraine car il convient de maintenir l'équilibre thermique du sol en l'état. Dans la méthode, cette limitation dépend du facteur $f_{cool,geo,GHX}$;
- la capacité du plancher rafraichissant à fournir l'énergie de refroidissement demandée par le bâtiment. En effet, la surface au sol disponible pour le plancher rafraichissant détermine la puissance maximale émise par ce système d'émission. Par conséquent, une surface disponible trop petite peut limiter le potentiel de géo-cooling. Dans la méthode, cette limitation dépend du facteur $f_{cool,geo,slab,sec i,m}$.

Le rapport de l'énergie de refroidissement fournie au secteur énergétique i , directement ou via un système de fourniture de froid externe, par un système de refroidissement par géo-cooling associé à un échangeur sol-eau vertical ou à de l'eau souterraine et les besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement du secteur énergétique i , sur base mensuelle, est donnée par :

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

avec :

$f_{cool,geo,GHX}$ le rapport de 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 sur base annuelle, en tenant compte uniquement de l'échangeur de chaleur du sous-sol ou de l'équilibre thermique des aquifères comme facteur limitant, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;

$f_{cool,geo,slab,sec\ i,m}$ le rapport de 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 sur base mensuelle, en tenant compte uniquement de la limitation liée à la surface disponible pour le 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 annuels bruts en énergie totaux pour l'eau chaude sanitaire et des besoins annuels bruts en énergie pour le chauffage. Il est déterminé comme suit :

- pour les systèmes fermés couplés à un échangeur sol-eau vertical, situés sur site ou via un système de fourniture de froid externe :

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

- pour les systèmes ouverts qui utilisent de l'eau souterraine, situés sur site ou via un système de fourniture de froid externe :

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

avec :

$Q_{heat,gross,sec\ i,m}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux d'un secteur énergétique i , déterminés selon le § 9.2.1, en MJ ;

$Q_{water,gross,m}$ les besoins mensuels bruts en énergie totaux pour l'eau chaude sanitaire de tous les points de puisage alimentés par le système, en MJ, tel que déterminé 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.

Pour les systèmes situés sur site ou les systèmes de fourniture de froid externe qui sont refroidis par une combinaison de systèmes fermés couplés à un échangeur sol-eau vertical et de systèmes ouverts qui utilisent de l'eau souterraine, le facteur $f_{cool,geo,GHX}$ est déterminé comme la valeur minimum parmi les facteurs $f_{cool,geo,GHX}$ des systèmes concernés.

Il faut faire la somme sur :

- tous les secteurs énergétiques i de l'unité PER qui sont alimentés, directement ou via un système de fourniture de chaleur externe, par la pompe à chaleur géothermique qui est lié au système de refroidissement par géo-cooling ;
- tous les secteurs énergétiques j de l'unité PER qui sont alimentés, directement ou via un système de fourniture de froid externe, par le système de refroidissement par géo-cooling.

Les besoins mensuels bruts en énergie totaux pour l'eau chaude sanitaire sont calculés comme suit :

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

où :

$Q_{water,bath j,gross,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou d'une baignoire j , déterminés selon le § 9.3.1, en MJ ;
$Q_{water,sink k,gross,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un évier de cuisine k , déterminés selon le § 9.3.1, en MJ.

Il faut faire la somme sur toutes les douches ou baignoires j et tous les éviers k de l'unité PER qui sont alimentés en ECS, directement ou via un système de fourniture de chaleur externe, par la pompe à chaleur géothermique qui est lié au système de refroidissement par géo-cooling.

Le terme $f_{cool,geo,slab,sec i,m}$ dépend de la demande de refroidissement du secteur énergétique i et de la surface au sol disponible pour le plancher rafraichissant. Il est calculé comme suit :

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

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

Dans tous les autres cas, on a :

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

avec :

$\dot{Q}_{cool,slab,sec i,m}$	la puissance mensuelle moyenne émise par le plancher rafraichissant dans le secteur énergétique i , en W, telle que déterminée ci-dessous ;
$\dot{Q}_{cool,sec i,m}$	la puissance mensuelle moyenne de refroidissement demandée au niveau du secteur énergétique i , en W, telle que déterminée ci-dessous ;
$f_{cool,slab,control}$	un facteur permettant de tenir compte de l'efficacité du système de régulation, conventionnellement fixé à 0,9, (-).

On détermine la puissance mensuelle moyenne de refroidissement au niveau du secteur énergétique i comme suit :

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

avec :

$Q_{cool,net,princ,sec i,m}$	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 Ms, voir le Tableau [1].

On détermine la puissance mensuelle moyenne émise par le plancher rafraichissant comme suit :

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

avec :

$A_{cool,slab,sec i}$	la surface au sol du plancher rafraichissant pour le secteur énergétique i , en m^2 ;
$U_{cool,slab}$	le coefficient de transfert de chaleur du plancher rafraichissant, en W/m^2K , conventionnellement fixé à 4,66 W/m^2K ;

$f_{cool,slab,usable}$	un facteur qui prend en compte la surface réellement disponible pour l'émission radiative du plancher rafraichissant, conventionnellement fixé à 0,8, (-) ;
23	la température intérieure imposée par la présente annexe pour la détermination du besoin de refroidissement, en °C ;
$n_{slab,cool}$	un paramètre permettant le calcul de la puissance émise par le plancher rafraichissant, conventionnellement fixé à 0,95, (-) ;
$\theta_{w,ave,slab,m}$	la température mensuelle moyenne de l'eau dans le plancher rafraichissant, en °C, déterminée selon le Tableau [42].

Tableau [42] : Valeurs de la température mensuelle moyenne de l'eau dans le plancher rafraichissant

Jan	Fév	Mar	Avr	Mai	Juin	Juil	Aoû	Sept	Oct	Nov	Dec
23	23	23	21	19,5	18,5	18,5	18,5	19,5	21	23	23

8.6.2 Systèmes de refroidissement passif autres que le géo-cooling

Pour les unités résidentielles, des systèmes de refroidissement passif autres que les échangeurs souterrains ou ceux utilisant l'eau souterraine sont également possibles, comme par exemple le refroidissement passif utilisant l'eau de surface. Ces systèmes de refroidissement passif sont considérés via le facteur $f_{cool,ngео,sec i,m}$. Ce facteur est le rapport de l'énergie de refroidissement fournie au secteur énergétique i , directement ou via un système de fourniture de froid externe, par un système de refroidissement passif, qui n'est pas un système de refroidissement par géo-cooling associé à un échangeur sol-eau vertical ou à de l'eau souterraine, et les besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement du secteur énergétique i , sur base mensuelle.

Ce facteur $f_{cool,ngео,sec i,m}$ peut varier entre 0 et 1. La valeur par défaut est 0. Des valeurs plus favorables peuvent être déterminées selon des règles définies par le Ministre. En l'absence de celles-ci, cette valeur par défaut est d'application.

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 du système 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 se compose de :

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

Les besoins bruts en énergie pour le chauffage comprennent les besoins nets en énergie pour le chauffage 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 calculées via le rendement du système.

Si, dans un secteur énergétique, plusieurs valeurs d'un rendement partiel donné devaient être d'application (par exemple, dans le Tableau [43]), il faut calculer avec 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 de :

- une production de chaleur. On distingue ici deux types : les installations à production instantanée de l'eau chaude sanitaire et les installations à accumulation. Dans les deux cas, l'appareil producteur 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 producteur de chaleur ;
- 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 la distribution. Ces déperditions sont calculées via le rendement du système. Au 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 d'un secteur énergétique i en divisant les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage par le rendement mensuel moyen du système de chauffage. Ce rendement mensuel moyen 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, à cause de laquelle la température au niveau de référence est plus basse qu'au niveau du plafond ;
- un flux de déperdition supplémentaire dû au fait que le calcul d'une température intérieure un peu basse mais constante de 18°C intègre un abaissement nocturne de la température et des températures diurnes différenciées, et que la régulation n'est pas en mesure de réaliser simplement 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 sont calculés comme suit :

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

avec :

$Q_{\text{heat,gross,sec } i,m}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage des locaux d'un secteur énergétique i , en MJ ;

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

$\eta_{\text{sys,heat,sec } i,m}$ le rendement mensuel moyen du système pour le chauffage d'un secteur énergétique i , déterminé selon le § 9.2.2, (-).

Les besoins bruts en énergie pour le chauffage des secteurs énergétiques qui sont desservis par un "combilus" sont déterminés selon des spécifications complémentaires déterminées par le Ministre.

9.2.2 Rendement mensuel moyen du système

9.2.2.1 Principe

Le rendement mensuel moyen du système défini ci-dessus se compose, à son tour, du produit du rendement mensuel moyen de l'émission, de la distribution et du stockage :

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

avec :

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

Le rendement mensuel moyen 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 régulation imparfaite.

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/les ballon(s) de stockage transmet(tent) 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 transmet(tent) chaque mois au(x) ballon(s) de stockage.

9.2.2.2 Rendement d'émission

Pour simplifier l'approche, on prend les valeurs du Tableau [43]. Pour un calcul détaillé, on se reportera à l'Annexe D de la présente annexe.

Si, dans le cas d'un chauffage central, il y a plus d'un système d'émission dans le secteur énergétique, on tient compte du système ayant le plus mauvais rendement d'émission du Tableau [43]. Dans ce cas, il n'est plus possible d'utiliser l'Annexe D de la présente annexe.

Si, dans un secteur énergétique, il devait y avoir plusieurs types de chauffage local, il faut obligatoirement affiner la subdivision en secteurs énergétiques, afin qu'il ne subsiste plus qu'un seul type dans chaque secteur : 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 pour lequel le rendement de production est déterminé selon le § 10.2.3.2.4		
Poêle au 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 (par exemple, avec bilame)		0,90
Radiateur ou convecteur électrique, avec régulation électronique		0,96
Chauffage électrique à accumulation, sans capteur externe (par exemple, réglage manuel)		0,85
Chauffage électrique à accumulation, avec capteur externe		0,92
Chauffage commandé à distance ("slave heater")		0,85
Chauffage électrique à résistance incorporé dans le plancher, le mur ou le plafond		0,87
Chauffage local pour lequel le rendement de production est déterminé selon le § 10.2.3.2.3		
Résistance électrique dans un paroi (plancher, mur ou plafond) en contact avec l'environnement extérieur		0,87
Tous les autres types de chauffage local		0,91
Chauffage collectif		
<p>Si plusieurs unités PEB habitation individuelle 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 PEB habitation individuelle sur la base d'une mesure individuelle de la consommation réelle : on multiplie la valeur d'application ci-dessus par le facteur 0,95 • si l'on n'effectue pas ce genre de décompte individualisé réel des coûts de chauffage : on multiplie la valeur d'application ci-dessus par le facteur 0,85. <p><u>Remarque</u> : la présence ou non d'un décompte individuel doit être évaluée individuellement pour chaque unité PEB habitation individuelle.</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 distribution⁵ :

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

Une régulation rentre dans la catégorie 'commande de la température par local' si l'émission de chaleur est régulée dans tous les locaux du secteur énergétique considéré de telle sorte que l'apport de chaleur se coupe automatiquement dès 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 la catégorie 'pilotée par la température'.

9.2.2.3 Rendement de distribution

On prend comme approche simple du rendement mensuel de distribution les valeurs constantes du Tableau [7]. Pour un calcul détaillé, on consultera l'Annexe E de la présente annexe.

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 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 à l'extérieur de la couche d'isolation du volume protégé 	0,95

⁵ 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 du stockage

On prend comme approche simplifiée du rendement mensuel de stockage les valeurs constantes du Tableau [8].

Tableau [8] : Rendement de stockage

Stockage de chaleur pour le chauffage dans un (ou plusieurs) réservoir(s) tampon(s)	$\eta_{stor,heat,sec i,m}$
Absent	1,00
Présent	
• 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 le besoin net en énergie par le rendement mensuel moyen correspondant du système :

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

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

avec :

$Q_{water,bath i,net,m}$ les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou d'une 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 mensuel moyen du système pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou d'une baignoire i , déterminé selon le § 9.3.2.2 (-) ;

$\eta_{sys,sink i,m}$ le rendement mensuel moyen 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) appareil(s) producteur(s) de chaleur pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou à une baignoire i , par récupération de la chaleur de l'évacuation, à déterminer selon des règles déterminées 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) appareil(s) producteur(s) de chaleur pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine i , par récupération de la chaleur de l'évacuation, à déterminer selon des règles déterminées 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, 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 des points de puisage qui sont desservis par un "combilus" sont déterminés selon des spécifications complémentaires déterminées 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. A chaque prélèvement, de l'eau chaude refoule l'eau qui a refroidi entre-temps dans les conduites de puisage. De même, après cette évacuation initiale, l'eau chaude se refroidit lors de son passage dans les conduites de puisage. Les installations à conduite de circulation présentent une déperdition de chaleur proportionnelle à la longueur de la conduite. La conduite de circulation peut concerner aussi bien une unité PER (par exemple, une habitation individuelle) que plusieurs unités PEB (par exemple, les différentes unités PEB habitation individuelle d'un immeuble à appartements à production centrale collective d'eau chaude sanitaire).

9.3.2.2 Règle de calcul

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

- 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 :

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

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

avec :

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

$\eta_{\text{tubing,sink } i}$ la contribution au rendement du système des conduites d'eau sanitaire 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 comme suit la contribution des conduites d'eau sanitaire :

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

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

avec :

$l_{\text{tubing,bath } i}$ la longueur des conduites vers une douche ou une baignoire i , en m. S'il n'y a pas de conduite de circulation : on prend la longueur égale à la somme des plus courtes distances à l'horizontale et à la verticale 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 réelle de la conduite. S'il y a une conduite de circulation : on prend la longueur égale à la somme des plus courtes distances à l'horizontale et à la verticale entre le point d'embranchement 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 réelle de la conduite ;

$r_{\text{water,bath } i,\text{net}}$ un facteur de réduction pour l'effet du préchauffage de l'amenée d'eau froide vers la douche ou la baignoire i par récupération de la chaleur de l'évacuation, à déterminer selon des règles déterminées 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 prend la longueur égale à la somme des plus courtes distances à l'horizontale et à la verticale entre le(s) producteur(s) de chaleur concerné(s) pour l'eau chaude sanitaire et le milieu du plancher de la cuisine considérée. En alternative, on peut également prendre la longueur réelle de la conduite. S'il y a une conduite de circulation : on prend la longueur égale à la somme des plus courtes distances à l'horizontale et à la verticale entre le point d'embranchement concerné de la conduite de circulation et le milieu du plancher de la cuisine considérée. En alternative, on peut également prendre la longueur réelle de la conduite ;

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

Comme valeurs par défaut, on utilise :

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

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

$$\text{Eq. 286 } \eta_{\text{water,circ } k,m} = \frac{Q_{\text{water out,circ } k,m}}{Q_{\text{water out,circ } k,m} + t_m \cdot f_{\text{insul,circ } k} \cdot \sum_j \frac{l_{\text{circ } k,j} \cdot (60 - \theta_{\text{amb},m,j})}{R_{1,j}}} \quad (-)$$

avec :

$$Q_{\text{waterout,circ}k,m} = \sum_i \frac{Q_{\text{water,bath } i,\text{net},m}}{\eta_{\text{tubing,bath } i}} + \sum_i \frac{Q_{\text{water,sink } i,\text{net},m}}{\eta_{\text{tubing,sink } i}}$$

Eq. 287

$$+ \sum_i \frac{Q_{\text{water,other } i,\text{net},m}}{\eta_{\text{tubing,other } i}} + \sum_l Q_{\text{water,ncalc,res,unit } l,\text{gross woC},m} \quad (\text{MJ})$$

$$+ \sum_m Q_{\text{water,ncalc,nres,bath } m,\text{gross woC},m} + \sum_n Q_{\text{water,ncalc,nres,sink } n,\text{gross woC},m}$$

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, telle que déterminée 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, alors : $\theta_{\text{amb},m,j} = 18$; - si le segment de conduite se trouve dans un espace adjacent non chauffé, alors : $\theta_{\text{amb},m,j} = 11 + 0,4.\theta_{e,m}$; - si le segment de conduite se trouve à l'extérieur, alors : $\theta_{\text{amb},m,j} = \theta_{e,m}$; où : $\theta_{e,m}$ la température extérieure moyenne mensuelle, en °C, selon le Tableau [1] ;
$R_{l,j}$	la résistance thermique linéaire du segment de conduite j, en m.K/W, déterminée selon le § E.3 de la présente annexe ;
$Q_{\text{water,bath } i,\text{net},m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou d'une baignoire i, en MJ, déterminés selon le § 7.3 pour les unités PER et selon le § 5.10 de l'annexe PEN pour les unités PEN, 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, déterminés selon le § 7.3 pour les unités PER et selon le § 5.10 de l'annexe PEN pour les unités PEN.
$Q_{\text{water,other } i,\text{net},m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un autre point de puisage d'eau chaude i, en MJ, déterminés selon le § 5.10 de l'annexe PEN ;
$\eta_{\text{tubing,other } i}$	la contribution au rendement du système des conduites d'eau sanitaire vers un autre point de puisage d'eau chaude i, (-), déterminée selon le § 6.5 de l'annexe PEN ;
$Q_{\text{water,ncalc,res,unit } l,\text{gross woC},m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une unité PEB habitation individuelle l qui n'est pas une unité PER, sans tenir compte des pertes de conduite de circulation/combilus, en MJ, tels que déterminés ci-dessous ;
$Q_{\text{water,ncalc,nres,bath } m,\text{gross woC},m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou d'une baignoire m se trouvant dans une unité PEB non résidentielle et ne faisant pas partie d'une unité PEN, en MJ, sans tenir compte des

pertes de conduite de circulation/combilus, 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 se trouvant dans une unité PEB non résidentielle et ne faisant pas partie d'une unité PEN, sans tenir compte des pertes de conduite de circulation/combilus, en MJ, tels que déterminés ci-dessous.

Exception : si $Q_{\text{water out, circ k, m}}$ est nul, alors $\eta_{\text{water,circ k,m}}$ vaut 1.

Pour la détermination de $\eta_{\text{water,circ k,m}}$, il faut effectuer une 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 effectuer une somme sur :

- l'ensemble des douches, baignoires et éviers de cuisine i se trouvant dans une unité PER ou PEN et connectés à la conduite de circulation k ;
- l'ensemble des autres points de puisage d'eau chaude i se trouvant dans une unité PEN et connectés à la conduite de circulation k ;
- l'ensemble des unités PEB habitation individuelle l qui ne sont pas des unités PER et qui sont connectés à la conduite de circulation k ;
- l'ensemble des douches et baignoires m et éviers de cuisine n se trouvant dans une unité PEN non résidentielle, ne faisant pas partie d'une unité PEN, et qui sont connectés 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. Trois cas sont distingués.

Cas 1

Si la conduite de circulation et les accessoires satisfont à toutes les exigences ci-dessous, 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 de conduites adjacentes. Elle est posée de manière telle que l'isolation soit continue.
- L'isolation n'est interrompue par aucune fixation de la conduite.
- L'isolation de la conduite principale n'est pas interrompue au niveau des branchements (*) et l'isolation thermique des conduites de puisage, le cas échéant, sera continue par rapport à l'isolation de la conduite principale.
- Chaque élément de robinetterie (**) a une résistance thermique équivalente satisfaisant à la règle suivante :

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

avec :

$R_{\text{eq,tap}}$ la résistance thermique équivalente de l'isolation thermique de l'élément de robinetterie, déterminée comme ci-dessous, en m.K/W ;
 $R_{1,j}$ la résistance thermique linéaire du segment de conduite j auquel l'élément de robinetterie est connecté, telle qu'établie au § E.3, en m.K/W.

Il faut prendre la valeur maximale de tous les segments de conduite j connectés à l'élément de robinetterie.

- Chaque corps de pompe est pourvu d'un manteau en matériau isolant avec un coefficient de conductivité $\lambda_{insul,pumps}$ et une épaisseur minimale d'isolant $d_{insul,pumps}$ pour lesquels :

Eq. 289
$$\frac{d_{insul,pumps}}{\lambda_{insul,pumps}} \geq 0,5 \quad (\text{m.K/W})$$

avec :

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

$\lambda_{insul,pumps}$ la conductivité thermique de l'isolation thermique autour de la pompe, déterminée pour une température de référence de 40°C au minimum, en W/(m.K).

NOTE (*) Pour la conduite de circulation complète, il est possible de s'écarter des exigences décrites ci-dessus pour n_{exc} coudes ou branchements, n_{exc} étant déterminé comme ci-dessous.

NOTE (**) Élément de robinetterie : sont considérés dans cette annexe comme élément de robinetterie (à isoler) : collecteur, vanne d'isolement, vanne de régulation, robinet de purge, clapet anti-retour, débourbeur ou pot de décantation et bouteille casse-pression. .

Cas 2

Si le cas 1 n'est pas d'application mais que la conduite de circulation et les accessoires satisfont à toutes les exigences ci-dessous, alors $f_{insul,circ k} = 1,3$.

- L'isolation de chaque coude (*) est exécutée dans le même matériau et a la même épaisseur que l'isolation des segments de conduites adjacentes. Elle est posée de manière telle que l'isolation soit continue.
- L'isolation n'est interrompue par aucune fixation de la conduite
- L'isolation de la conduite principale n'est pas interrompue au niveau des branchements (*) et l'isolation thermique des conduites de puisage, le cas échéant, sera continue par rapport à l'isolation de la conduite principale.

NOTE (*) Pour la conduite de circulation complète, il est possible de s'écarter des exigences décrites ci-dessus pour n_{exc} coudes ou branchements, n_{exc} étant déterminé comme ci-dessous.

Cas 3

Dans tous les autres cas, $f_{\text{insul,circ } k} = 2$. Cette valeur est aussi la valeur par défaut.

On détermine la résistance thermique équivalente de l'élément de robinetterie, $R_{\text{eq,tap}}$, comme suit :

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

avec :

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

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

et :

$\lambda_{\text{insul,tap}}$ la conductivité thermique de l'isolation thermique autour de l'élément de robinetterie, déterminée pour une température de référence de 40°C au minimum, en W/(m.K) ;

$D_{\text{e, eq,tap}}$ le diamètre extérieur équivalent de l'isolation autour 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, ne tenant pas compte des organes de commande, en m ;

$D_{\text{i, j}}$ le diamètre extérieur du segment de conduite j non isolée auquel l'élément de robinetterie est connecté, en m ;

$h_{\text{se,tap}}$ le total des coefficients de transmission thermique externe (par convection et par rayonnement) de l'élément de robinetterie, en W/(m².K), supposé égal à :

- 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 : $h_{\text{se,tap}} = 25$.

Il faut prendre la valeur maximale de tous les segments de conduite j connectés à l'élément de robinetterie.

Le nombre de coudes ou de branchements pour lequel le non respect des exigences d'isolation est accepté, n_{exc} , est déterminé comme suit :

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

avec :

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

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

On détermine les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une unité PEB habitation individuelle 1 qui n'est pas une unité PER, sans tenir compte des pertes de conduite de circulation/combilus, $Q_{\text{water,ncalc,res,unit 1,gross woC,m}}$, comme suit :

$$\text{Eq. 294 } Q_{\text{water,ncalc,res,unit 1,gross woC,m}} = \frac{\max[64; 64 + 0,220 \cdot (V_{\text{unit 1}} - 192)] \cdot t_m}{\eta_{\text{tubing,ncalc,res,unit 1}}} \quad (\text{MJ})$$

avec :

$V_{\text{unit 1}}$ le volume total de l'unité PEB habitation individuelle 1, en m^3 ;
 t_m la longueur du mois considéré, en Ms, voir le Tableau [1] ;
 $\eta_{\text{tubing,ncalc,res,unit 1}}$ la contribution au rendement du système des conduites d'eau chaude sanitaire dans l'unité PEB habitation individuelle 1, (-), déterminée comme $\eta_{\text{tubing,bath i}}$ avec, par convention :
 - $r_{\text{water,bath i,net}} = 1$ et
 - $l_{\text{tubing,bath i}} = 5 \text{ m}$.

Comme valeur par défaut, on utilise : $V_{\text{unit 1}} = 0$.

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

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

avec :

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 d'eau chaude sanitaire vers une douche ou une baignoire m, (-), déterminée comme $\eta_{\text{tubing,bath i}}$ avec, par convention :
 - $r_{\text{water,bath i,net}} = 1$ et
 - $l_{\text{tubing,bath i}} = 5 \text{ m}$.

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

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

avec :

$A_{f,\text{sink}}$ la surface d'utilisation des espaces nécessaires à la préparation des repas, en m^2 , déterminée selon le § 5.10.2 de l'annexe PEN ;
 t_m la longueur du mois considéré, en Ms, voir le Tableau [1] ;

$\eta_{\text{tubing},n\text{calc},n\text{res},\text{sink } n}$ la contribution au rendement du système des conduites d'eau chaude sanitaire vers un évier de cuisine n , (-), déterminée comme $\eta_{\text{tubing},\text{sink } i}$ avec, par convention :

- $r_{\text{water},\text{sink } i,\text{net}} = 1$ et
- $l_{\text{tubing},\text{sink } i} = 5$ 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 compte 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 plusieurs caractéristique(s) du générateur de chaleur. Le cas échéant, on tient compte en même temps de la contribution utile des systèmes d'énergie solaire thermique. Une procédure spécifique s'applique au refroidissement.

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 d'appareils connectés en parallèle ou en série. Afin de traiter ce dernier cas, on introduit le formalisme d'un appareil connecté préférentiel d'une part et d'un ou des appareil(s) connecté(s) non préférentiel(s) d'autre part. Dans le cas (le plus courant) où il n'y qu'un seul appareil de production, cela correspond à une part préférentielle de 100%. Les expressions ci-après donnent alors comme résultat une consommation nulle pour les appareils non préférentiels.

Ce principe s'applique également aux pompes à chaleur hybrides (c'est-à-dire la combinaison d'une pompe à chaleur et d'une chaudière) et aux pompes à chaleur équipées d'une résistance électrique intégrée. Dans ces deux cas, les deux générateurs sont considérés comme des appareils de production connectés en parallèle. Exception : si le rendement de production d'une pompe à chaleur électrique équipée d'une résistance électrique intégrée 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 producteur unique.

10.2.2 Règle de calcul

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

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

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

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

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

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), déterminée comme indiqué ci-dessous, (-) ;

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

En ce qui concerne le regroupement et la répartition de producteurs de chaleur préférentiels et non préférentiels, on applique les mêmes règles que celles spécifiées aux § 7.1 et § 7.2.1 de l'annexe PEN au présent arrêté.

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

- s'il n'y a qu'un seul type de générateur de chaleur, $f_{\text{heat},m,\text{pref}} = 1$;
- sinon :
 - si le générateur de chaleur préférentiel n'est ni une installation de cogénération sur site, ni une pompe à chaleur utilisant l'air extérieur comme source de chaleur, les valeurs de $f_{\text{heat},m,\text{pref}}$ doivent être reprises du Tableau [34]. Pour appliquer le Tableau [34], il faut faire une interpolation linéaire pour les valeurs intermédiaires de x_m ;
 - si le générateur de chaleur préférentiel est une installation de cogénération sur site, les valeurs de $f_{\text{heat},m,\text{pref}}$ doivent être reprises du Tableau [10] ;
 - si le générateur de chaleur préférentiel est une pompe à chaleur utilisant l'air extérieur comme source de chaleur, les valeurs de $f_{\text{heat},m,\text{pref}}$ doivent être reprises du Tableau [35]. Pour appliquer le Tableau [35], il faut faire une interpolation linéaire pour les valeurs intermédiaires de x_m .

Lors de l'utilisation de ces tableaux, la régulation entre appareils préférentiels et non préférentiels est considérée comme une "régulation additionnelle de puissance de pointe" si le(s) appareil(s) non préférentiel(s) ne fonctionne(nt) qu'au moment où la demande de puissance est supérieure à la puissance que peut fournir l'appareil préférentiel et si, durant cette période, l'appareil préférentiel fonctionne à pleine puissance. Si l'appareil préférentiel est coupé pendant cette période et dans tous les autres cas, le cas "régulation de commutation de puissance de pointe" est d'application.

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

- la puissance délivrée par l'appareil peut moduler sous 80% de la puissance nominale, en réponse à une demande en chaleur variable ;
- le générateur de chaleur est raccordé à un système de chauffage de surface (chauffage par le sol, par le mur ou par le plafond) ;
- le générateur de chaleur est raccordé à un ballon de stockage d'une contenance plus grande ou égale à $V_{\text{min},i}$, déterminé comme ci-dessous.

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

La contenance minimale $V_{\min,i}$ est déterminée comme suit :

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

où :

$P_{\text{gen,heat,pref},i}$ la puissance nominale totale du générateur de chaleur préférentiel i , en kW ;

$\theta_{\text{pref},i}$ la température à laquelle le générateur préférentiel i fournit de la chaleur au ballon de stockage, en °C ;

$\theta_{\text{return,design},i}$ la température de retour de conception du système d'émission de chaleur auquel le générateur de chaleur préférentiel i fournit de la chaleur, comme déterminée au § 10.2.3.2, en °C.

Remarque : si $\theta_{\text{return,design},i}$ est plus grand ou égal à $\theta_{\text{pref},i}$, le ballon de stockage n'est pas pris en compte et il est automatiquement supposé que la condition correspondante sur l'aspect modulant n'est pas satisfaite.

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

La consommation finale d'énergie des secteurs énergétiques qui sont desservis par un "combilus" est déterminée selon des spécifications complémentaires déterminées par le Ministre.

Tableau [34] : Fraction mensuelle de la chaleur totale fournie par le(s) générateur(s) préférentiel(s), $f_{\text{heat},m,\text{pref}}$ - cas où le système de production préférentiel n'est ni 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 avec 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) générateur(s) préférentiel(s), $f_{heat,m,pref}$ - cas où le système de production préférentiel est une installation de cogénération sur site

Cas		Fraction mensuelle
$V_{stor,cogen} < V_{stor,30\ min}$	$0 \leq x_m < 0,3$	0
	$0,3 \leq x_m < 0,9$	$\frac{2}{3} \cdot x_m - 0,2$
	$0,9 \leq x_m < 1,3$	$0,43 \cdot x_m + 0,013$
	$1,3 \leq x_m < 8,9$	$\frac{1,05 \cdot x_m - 0,245}{(x_m + 0,1)^2}$
	$8,9 \leq x_m$	$\frac{1}{x_m}$
$V_{stor,cogen} \geq V_{stor,30\ min}$	$0 \leq x_m < 0,05$	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 présents dans le tableau sont définis comme suit :

$V_{stor,cogen}$ le volume d'eau du ballon, servant au stockage de la chaleur fournie par l'installation de cogénération, en m^3 ;

$V_{stor,30\ min}$ le volume d'eau minimal du ballon nécessaire pour couvrir pendant 30 minutes la production de l'installation de cogénération sur site à pleine puissance, tel que déterminé au § A.6 de l'annexe PEN au présent arrêté, en m^3 .

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

Régulation	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
$x_m = 0,05$		0,73	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 § 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 § 10.2.3.3.3 :

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

avec :

$f_{\theta, \text{em}}$ 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, le stockage de chaleur) et la température de sortie du condenseur à laquelle le SCOP_{on} a été déterminé, déterminé selon § 10.2.3.3.2, (-) ;

SCOP_{on} le coefficient de performance de la pompe à chaleur électrique en mode actif et pour les conditions climatiques moyennes, déterminé selon § 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, le stockage de chaleur) et la température de sortie du condenseur, déterminé selon § 10.2.3.3.3, (-) ;

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

S'il y a un générateur de chaleur non préférentiel pour le secteur énergétique considéré, ou si tous les générateurs de chaleurs 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 générateur(s) non préférentiel(s) k est déterminée comme suit :

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

S'il y a plusieurs générateurs de chaleur non préférentiels avec différents rendements de production selon le § 10.2.3 (et/ou s'ils utilisent différents vecteurs énergétiques), la fraction mensuelle pour le chauffage du/des générateur(s) non préférentiel(s) k est déterminée comme suit :

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

où :

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

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

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

Il faut effectuer une somme sur tous les générateurs de chaleur non préférentiels k .

NOTE 1 Pour les chaudières pour lesquelles le rendement de production est déterminé selon § 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 pour lesquelles le rendement de production est déterminé selon § 10.2.3.2.4, la puissance nominale est la puissance nominale visée par la Directive européenne Chaudières.
- NOTE 3 La puissance thermique des pompes à chaleur électriques dont le rendement de production est déterminé 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 le fluide caloporteur est l'eau ;
 - la charge calorifique nominale $P_{designh}$ selon le Règlement européen (UE) n°206/2012 pour les pompes à chaleur le fluide caloporteur est l'air ;
 - la charge calorifique nominale $P_{design,h}$ selon le Règlement européen (UE) n°2016/2281 pour les pompes à chaleur dont la puissance nominale est supérieure à 12 kW mais n'est pas supérieure à 1 MW et dont le fluide caloporteur est l'air.
- NOTE 4 La puissance thermique des pompes à chaleur électriques dont le rendement de production est déterminé selon le § 10.2.3.3.3 est déterminée selon la norme NBN EN 14511, dans les conditions de test définies au § 10.2.3.3.3.
- NOTE 5 La puissance thermique des pompes à chaleur gaz à sorption dont le rendement de production est déterminé 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 selon 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 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 est déterminé, lorsque c'est possible, à l'aide de données produits établies de manière harmonisée à travers l'Union européenne.

A cette fin, le présent texte fait référence aux Directives européennes suivantes :

- la Directive 2009/125/CE du 21 octobre 2009, dite "Directive écodesign", établissant un cadre pour la fixation d'exigences en matière d'écoconception applicables aux produits liés à l'énergie ;
- la Directive 2012/27/EU 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) n°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) n°2016/2281 de la Commission du 30 novembre 2016, mettant en oeuvre 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) n°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 :

- la Communication 2012/C 172/01 de la Commission dans le cadre de la mise en oeuvre 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 ;
- la Communication 2014/C 110/01 de la Commission dans le cadre de la mise en oeuvre 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 ;
- la 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 ;
- la Communication 2017/C 076/01 de la Commission dans le cadre de la mise en oeuvre 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 aussi utile à la compréhension du Règlement (UE) n°2015/1189).

La détermination du rendement de production, telle que décrite dans ce chapitre, est également d'application pour la production de chaleur destinée à l'humidification, voir § 7.5.1 de l'annexe PEN au présent arrêté.

Si elle n'a pas déjà été prise en compte dans le rendement de production calculé ci-dessous, la consommation d'énergie électrique des auxiliaires est calculée selon le § 11.

10.2.3.2 Rendement de production de producteurs de chaleur qui ne sont pas des pompes à chaleur

10.2.3.2.1 Principe

Le rendement de production pour le chauffage des producteurs de chaleur suivants :

- les chaudières du type B1, destinées uniquement au chauffage, 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 10kW ;
 - les chaudières du type B1 mixtes, destinées au chauffage et à la production d'eau chaude sanitaire, 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 30kW ;
 - les chaudières qui ne sont pas du 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 400kW,
 - 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,
- est déterminé selon le § 10.2.3.2.2.

Le rendement de production pour le chauffage pour les appareils de chauffage locaux qui fonctionnent au gaz, au combustible liquide ou à l'électricité (à l'exception des dispositifs de chauffage commandés à distance ou "slave heaters"), mis sur le marché après le 01/01/2018 et dont la puissance nominale n'est pas plus grande que 50 kW, est déterminé selon le § 10.2.3.2.3.

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

10.2.3.2.2 Rendement de production des chaudières à l'aide de valeurs issues du Règlement européen (UE) n°813/2013 ou du Règlement européen (UE) n°2015/1189

Le rendement de production pour le chauffage d'une chaudière qui satisfait aux conditions mentionnées au § 10.2.3.2.1 est déterminé comme suit.

- Pour les chaudières à condensation :

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

- Pour les chaudières non à condensation :

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

avec :

$f_{dim,gen,heat}$	un facteur de correction pour tenir compte du dimensionnement du système de production pour le chauffage ; actuellement, ce facteur est conventionnellement fixé à 1,00, (-).
$f_{NCV/GCV}$	un facteur de multiplication égal au rapport du pouvoir calorifique inférieur et du pouvoir calorifique supérieur du combustible utilisé, tel que repris à l'Annexe F de la présente annexe, (-) ;
$\eta_{part,GCV}$	le rendement à charge partielle (par rapport au pouvoir calorifique supérieur) : <ul style="list-style-type: none"> - pour les chaudières gaz et mazout, il s'agit de l'efficacité utile à une charge de 30% de la puissance thermique nominale, notée 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, notée η_p dans le Règlement européen (UE) n°2015/1189, (-). <p>Exception : pour les chaudières à combustible solide à alimentation manuelle ne pouvant fonctionner à 50 % ou moins de la puissance thermique nominale en mode continu, la donnée η_p n'est pas disponible. On peut appliquer à la place l'efficacité utile à la puissance thermique nominale, notée η_n dans le Règlement européen (UE) n°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 tient compte de l'emplacement du producteur de chaleur, (-). Si l'appareil est placé hors du volume protégé ou si l'emplacement de l'appareil est inconnu, ce facteur vaut 0,02. Si l'appareil est placé dans le volume protégé, ce facteur vaut 0,00 ;
a_{perm}	un facteur de correction qui tient compte du fait que la chaudière est maintenue ou non chaud en permanence, (-). Si la chaudière est équipée d'une régulation qui la maintient à température en permanence, et donc aussi pendant les périodes sans demande de chaleur ⁶ (c.-à-d. : entre deux périodes de fonctionnement du brûleur, la chaudière ne peut pas se refroidir de manière illimitée, pour atteindre finalement la température ambiante), ou si la régulation précise est inconnue, ce facteur vaut 0,05. Dans le cas contraire, ce facteur vaut 0,00.

La valeur par défaut pour le rendement de production pour le chauffage des chaudières qui sont évaluées selon le présent paragraphe est 0,73, diminuée des facteurs de réduction a_{loc} et a_{perm} .

10.2.3.2.3 Rendement de production pour le chauffage pour les appareils de chauffage locaux à l'aide de valeurs issues du Règlement européen (EU) n°2015/1188

Le rendement de production pour le chauffage d'un appareil de chauffage local qui satisfait aux conditions du § 10.2.3.2.1 est déterminé comme suit :

⁶ Peu importe que la température de la chaudière reste constante ou qu'elle puisse quand même baisser de manière limitée jusqu'à un niveau de température moins élevé (mais pas tout à fait jusqu'à la température ambiante).

- pour les appareils au gaz ou au combustible liquide :

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

- pour les appareils électriques :

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

où :

$f_{\text{NCV/GCV}}$ un facteur de multiplication égal au rapport du pouvoir calorifique inférieur sur le pouvoir calorifique supérieur du combustible utilisé, repris à l'Annexe F de la présente annexe ;

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

La valeur par défaut pour l'efficacité énergétique saisonnière pour le chauffage des locaux η_s des appareils de chauffage locaux dont il est question dans ce paragraphe est :

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

10.2.3.2.4 Rendement de production des producteurs de chaleur pour lesquels des données issues des Règlements européen (UE) n°813/2013 et (EU) 2015/1188 ne sont pas prises en compte

On trouve le rendement de production dans le Tableau [44]. Pour la plupart des types d'appareil, des valeurs par défaut sont reprises dans ce tableau.

Tableau [44] : Rendement de production pour le chauffage $\eta_{\text{gen,heat}}$

Chauffage central	Calcul détaillé		Valeurs par défaut
Chaudière à eau chaude à condensation (1) (2)	$f_{\text{dim,gen,heat}} \cdot f_{\text{NCV/GCV}} \cdot [\eta_{\text{part,NCV}} + 0,003 \cdot (\theta_{\text{part,NCV}} - \theta_{\text{ave,boiler}})]$		0,73
Chaudière à eau chaude non à condensation (1) (2)	$f_{\text{dim,gen,heat}} \cdot f_{\text{NCV/GCV}} \cdot \eta_{\text{part,NCV}}$		0,73
Générateur d'air chaud (1)	$f_{\text{dim,gen,heat}} \cdot f_{\text{NCV/GCV}} \cdot \eta_{\text{part,NCV}}$		0,73
Installation de cogénération sur site	$f_{\text{dim,gen,heat}} \cdot \varepsilon_{\text{cogen,th}}$		(5)
Fourniture de chaleur externe	$\eta_{\text{heat,dh}}$		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 au bois (à l'exception des	$f_{\text{NCV/GCV}} \cdot \eta_{\text{nom}}$	0,30	

poêles à pellets) à foyer ouvert			
Poêle au charbon ou poêle au bois (à l'exception des poêles à pellets) à foyer fermé	$f_{\text{NCV/GCV}} \cdot \eta_{\text{nom}}$	0,60	
Poêle à pellets dont la puissance nominale est supérieure à 50 kW	-	-	$f_{\text{NCV/GCV}} \cdot 0,77$
Poêle à pellets dont la puissance nominale est inférieure ou égale à 50 kW	$f_{\text{NCV/GCV}} \cdot \eta_{\text{nom}}$	0,65	
Poêle au mazout	-	-	$f_{\text{NCV/GCV}} \cdot 0,80$
Poêle au gaz	-	-	$f_{\text{NCV/GCV}} \cdot 0,83$
Chauffage électrique par résistance	-	-	1,00

Cas spéciaux

Equivalence (4)

(1) Si l'appareil est installé en dehors du volume protégé, il faut diminuer le rendement obtenu de 0,02.

(2) Si la chaudière est équipée d'une régulation qui maintient la chaudière à température en permanence, et donc aussi pendant les périodes sans demande de chaleur⁷ (c.-à-d. : entre deux périodes de fonctionnement du brûleur, la chaudière ne peut pas se refroidir de manière illimitée, pour atteindre finalement la température ambiante), il faut diminuer le rendement obtenu de 0,05. Si l'on ne sait pas exactement comment la chaudière est contrôlée, il est supposé qu'un tel système de régulation existe (et que la chaudière ne peut pas se refroidir).

(3) Si le fabricant peut présenter, pour le rendement de production d'un corps de chauffe local, une valeur qui a été déterminée suivant des règles déterminées par le Ministre, on peut utiliser cette valeur au lieu de la valeur par défaut ci-dessus.

(4) Les dérogations par rapport aux catégories ci-dessus doivent être traitées sur base d'une demande d'équivalence ou, si elles existent, selon des règles déterminées par le Ministre. A défaut, on peut également 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 PEN au présent arrêté. La valeur par défaut éventuelle est donnée dans ce paragraphe.

Les symboles du tableau sont définis comme suit :

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

⁷ Peu importe que la température de la chaudière reste constante ou qu'elle puisse quand même baisser de manière limitée jusqu'à un niveau de température moins élevé (mais pas tout à fait jusqu'à la température ambiante).

$f_{NCV/GCV}$	est un facteur de multiplication égal au rapport du pouvoir calorifique inférieur et du pouvoir calorifique supérieur du combustible utilisé, repris à l'Annexe F de la présente annexe, (-) ;
$\eta_{part,NCV}$	le rendement à charge partielle (par rapport au pouvoir calorifique inférieur) déterminé à une charge de 30% de la puissance thermique nominale, (-). Exceptions : <ul style="list-style-type: none"> - pour les chaudières non à condensation à combustible solide d'une puissance nominale inférieure ou égale à 500 kW, on peut appliquer la valeur à 50% de charge ou celle à 100% de charge, à condition que ce rendement soit déterminé selon la norme NBN EN 303-5, - pour les producteurs 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 pour lesquels le rendement à 30% de charge ne peut pas être mesuré, on peut appliquer la valeur à 100% de charge ;
$\theta_{part,NCV}$	la température d'entrée de la chaudière à laquelle le rendement à charge partielle $\eta_{part,NCV}$ a été déterminé, en °C ;
$\theta_{ave,boiler}$	la température moyenne saisonnière de l'eau de la chaudière à appliquer, déterminée comme indiqué ci-dessous, en °C ;
$\varepsilon_{cogen,th}$	le rendement de conversion thermique pour une installation de cogénération sur site, tel que déterminé au § A.2 de l'Annexe PEN au présent arrêté ;
$\eta_{heat,dh}$	le rendement pour une fourniture de chaleur externe, à déterminer selon des règles déterminées par le Ministre ;
η_{nom}	le rendement utile à la puissance nominale, déterminé selon : <ul style="list-style-type: none"> - la norme NBN EN 13240 ou la norme NBN EN 16510-1 pour les poêles au charbon et poêles au bois (à l'exception des poêles à pellets) à foyer ouvert ; - la norme NBN EN 13229 ou la norme NBN EN 16510-1 pour les poêles au charbon et poêles au bois (à l'exception des poêles à pellets) à foyer fermé ; - la norme NBN EN 15250 pour les poêles au charbon et poêles au bois (à l'exception des poêles à pellets) à accumulation ; - la norme 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 :

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

où :

$\theta_{ave,boiler}$	la température moyenne saisonnière de l'eau de la chaudière à utiliser, en °C ;
$\theta_{in,design}$	la température d'entrée de la chaudière dans les conditions de conception, déterminée comme indiqué ci-dessous, en °C.

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

- pour les chaudières connectées en série avec un ou plusieurs autres générateurs de chaleur et dont l'entrée du fluide caloporteur n'est pas connectée au système d'émission mais à la sortie du fluide caloporteur d'un autre générateur de chaleur, on a :

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

- dans tous les autres cas, on a :

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

où :

$\theta_{return,design}$	la température de retour de conception du système d'émission de chaleur, en $^\circ\text{C}$.
$\theta_{supply,design}$	la température de départ vers le système d'émission de chaleur dans les conditions de conception, en $^\circ\text{C}$. Il faut tenir compte ici non seulement du système d'émission, mais aussi du dimensionnement d'un éventuel réservoir tampon (température maximum de stockage).
$f_{heat,m,first}$	la fraction mensuelle de la quantité totale de chaleur fournie par le(s) producteur(s) de chaleur connecté(s) comme premier(s) ⁸ dans une série d'appareils en série, déterminée comme $f_{heat,m,pref}$ au § 10.2.2 en considérant le(s) producteur(s) de chaleur connecté(s) comme premier(s) comme producteur(s) préférentiel(s), (-) ;
$x_{m,first}$	la variable auxiliaire pour la détermination de la fraction en demande de chaleur couverte par le(s) producteur(s) de chaleur connecté(s) comme premier(s), déterminée comme x_m au § 7.3.1 de l'annexe PEN, tout en considérant le(s) producteur de chaleur connecté(s) comme premier(s) comme le(s) producteur(s) préférentiel(s), (-).

Il faut effectuer une sommation sur tous les mois de l'année.

La valeur par défaut pour la température de retour de conception du système d'émission est de 45°C pour les systèmes de chauffage de surface (chauffage par le sol, par le mur ou par le plafond) et de 70°C pour tous les autres systèmes d'émission de chaleur. Pour la température de départ du système d'émission, on peut prendre comme valeur par défaut pour les systèmes de chauffage de surface (chauffage par le sol, le mur et le plafond) $\theta_{supply,design} = 55^\circ\text{C}$ et, pour tous les autres systèmes d'émission, $\theta_{supply,design} = 90^\circ\text{C}$. Si les deux types de systèmes d'émission sont présents dans un secteur énergétique, c'est le système ayant la température de retour de conception et la température de départ la plus élevée qui est pris en considération⁹. On peut introduire des valeurs meilleures conformément à des règles déterminées par le Ministre ou, à défaut, sur base d'une demande d'équivalence.

⁸ Celui-ci étant le générateur de chaleur dont l'entrée est connectée au (conduit de) retour du système d'émission. Le générateur connecté comme premier n'est pas automatiquement le générateur préférentiel. Si c'est quand même le cas, alors on a $f_{heat,m,first} = f_{heat,m,pref}$. Dans l'autre cas, il faut un nouveau calcul pour déterminer la fraction couverte par le générateur connecté comme premier.

⁹ Il est toujours possible de diviser un secteur énergétique en différents secteurs énergétiques plus petits et pour chacun d'entre eux prendre en considération leur système d'émission de chaleur.

10.2.3.3 Rendement de production des pompes à chaleur électriques

10.2.3.3.1 Principe

Les pompes à chaleur électriques¹⁰ peuvent tirer leur chaleur de diverses sources de chaleur :

- sol via un fluide caloporteur : la pompe à chaleur pompe un fluide caloporteur (généralement, une solution antigel, par exemple, un mélange eau-glycol) à travers un échangeur de chaleur enterré vertical ou horizontal. La chaleur prélevée dans le sol par ce fluide caloporteur est cédée à l'évaporateur. ;
- sol par évaporation directe : l'évaporateur dans le sol tire directement la chaleur sensible du sol par conduction (et éventuellement la chaleur latente, par congélation) sans l'intervention d'un fluide de transport intermédiaire ;
- nappe phréatique, 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 repris : l'air repris du système de ventilation est amené sur 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 (où des condenseurs sont intégrés dans la structure du bâtiment (principalement les planchers, et éventuellement d'autres parois comme par exemple les murs ou les plafonds), et délivrent la chaleur directement à la structure du bâtiment (sans l'intervention d'un fluide de transport intermédiaire tel que l'air ou l'eau)).

¹⁰ 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 émettent 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 moindre d') énergie valorisable.

Avec certains systèmes de ventilation, il est aussi possible de transférer la chaleur de l'air repris à l'air neuf (plus froid) à l'aide d'échangeurs de chaleur passifs. Le transfert de chaleur s'effectue dans ce cas de manière tout à fait naturelle de la température haute vers la température basse sans apport d'énergie supplémentaire (à part une petite quantité d'énergie auxiliaire supplémentaire, par exemple une petite consommation supplémentaire pour les ventilateurs afin de surmonter la perte de charge supplémentaire de l'échangeur de chaleur. Les appareils de ce genre se présentent sous différentes variantes (par exemple, échangeurs de chaleur à plaques à flux croisé ou à contre-courant, échangeurs de chaleur rotatifs, échangeurs de chaleur à faisceau tubulaire, systèmes régénérateurs, etc.) et sont désignés ici sous le terme général d'appareil de récupération de chaleur. L'évaluation énergétique des appareils de récupération de chaleur s'effectue lors du traitement des déperditions de ventilation au § 7.4.

Quand on utilise des pompes à chaleur pour l'air de ventilation, elles sont souvent combinées avec des appareils de récupération de chaleur. C'est normalement plus intéressant du point de vue énergétique. 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 de l'appareil de récupération de chaleur, puisque ce dernier est explicitement repris dans le calcul du chapitre concernant la ventilation. La combinaison de l'évaluation de la pompe à chaleur au sens strict dans le présent chapitre et de l'appareil de récupération de chaleur dans le chapitre ventilation donne une évaluation correcte du système combiné dans son ensemble lors de la détermination de la consommation d'énergie caractéristique.

Le rendement de production

- des pompes à chaleur électriques mises sur le marché à partir du 26/09/2015, dont la puissance nominale n'est pas supérieure à 400 kW et avec :
 - soit le sol via un fluide caloporteur comme source de chaleur et l'eau comme fluide caloporteur, ou
 - soit l'eau comme source de chaleur et l'eau comme fluide caloporteur, ou
 - soit l'air extérieur comme source de chaleur et l'eau comme fluide caloporteur
- des pompes à chaleur électriques mises sur le marché à partir du 01/01/2013, dont la puissance nominale n'est pas supérieure à 12 kW et avec l'air extérieur comme source de chaleur et l'air comme fluide caloporteur
- des pompes à chaleur électriques mises sur le marché à partir du 01/01/2018, dont la puissance nominale est supérieure à 12 kW mais n'est pas supérieure à 1 MW et avec 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 des autres types de pompes à chaleur électriques est déterminé selon le § 10.2.3.3.3.

La valeur par défaut pour $\eta_{\text{gen,heat}}$ pour les 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 pour $\eta_{\text{gen,heat}}$ est fixée à 2,00.

10.2.3.3.2 Rendement de production des pompes à chaleur électriques à l'aide de valeurs issues du Règlement européen (UE) n°206/2012, du Règlement européen (UE) n°813/2013 ou du Règlement européen (UE) n°2016/2281

Le rendement de production pour le chauffage des pompes à chaleur électriques qui satisfont aux conditions mentionnées au § 10.2.3.3.1 est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 333 } \eta_{\text{gen,heat}} = \frac{P_{\text{nom}} \cdot t_{\text{on}}}{\frac{P_{\text{nom}} \cdot t_{\text{on}}}{\text{SCOP}_{\text{inst}}} + P_{\text{TO}} \cdot t_{\text{TO}} + P_{\text{CCH}} \cdot t_{\text{CCH}} + P_{\text{off}} \cdot t_{\text{off}} + P_{\text{SB}} \cdot t_{\text{SB}}} \quad (-)$$

où :

- P_{nom} la puissance thermique nominale de la pompe à chaleur électrique, déterminée comme P_{rated} selon le Règlement européen (UE) n°813/2013 pour les pompes à chaleur dont le fluide caloporteur est l'eau, comme P_{designh} selon le Règlement européen (UE) n°206/2012 pour les pompes à chaleur dont la puissance nominale n'est pas supérieure à 12 kW et dont le fluide caloporteur est l'air ou comme $P_{\text{rated,h}}$ selon le Règlement européen (UE) n°2016/2281 pour les pompes à chaleur dont la puissance nominale est supérieure à 12 kW et dont le fluide caloporteur est l'air, en kW ;
- t_{on} la durée durant laquelle la pompe à chaleur est allumée, tirée du Tableau [38] en fonction du type de pompe à chaleur, en h ;
- $\text{SCOP}_{\text{inst}}$ le coefficient de performance de la pompe à chaleur électrique en mode actif, en tenant compte de l'influence de l'installation, déterminé comme mentionné ci-dessous, (-) ;

P_{TO}	la puissance absorbée de la pompe à chaleur électrique au moment où la fonction "chauffage" est enclenchée mais où la pompe à chaleur électrique n'est pas opérationnelle 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 dont le fluide caloporteur est l'eau, selon le Règlement européen (UE) n°206/2012 pour les pompes à chaleur dont la puissance nominale n'est pas supérieure à 12 kW et dont le fluide caloporteur est l'air et selon le Règlement européen (UE) n°2016/2281 pour les pompes à chaleur dont la puissance nominale est supérieure à 12 kW et dont le fluide caloporteur est l'air, en kW ;
t_{TO}	la durée durant laquelle la fonction "chauffage" est enclenchée sans que la pompe à chaleur électrique ne soit opérationnelle parce qu'il n'y a pas de demande de chaleur, tirée 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 pour éviter la migration du réfrigérant vers le compresseur, déterminée comme P_{CK} selon le Règlement européen (UE) n°813/2013 pour les pompes à chaleur dont le fluide caloporteur est l'eau, selon le Règlement européen (UE) n°206/2012 pour les pompes à chaleur dont la puissance nominale n'est pas supérieure à 12 kW et dont le fluide caloporteur est l'air et selon le Règlement européen (UE) n°2016/2281 pour les pompes à chaleur dont la puissance nominale est supérieure à 12 kW et dont le fluide caloporteur est l'air, en kW ;
t_{CCH}	la durée durant laquelle la pompe à chaleur électrique est activée afin d'éviter la migration du réfrigérant vers le compresseur, tirée 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 dont le fluide caloporteur est l'eau, selon le Règlement européen (UE) n°206/2012 pour les pompes à chaleur dont la puissance nominale n'est pas supérieure à 12 kW et dont le fluide caloporteur est l'air et selon le Règlement européen (UE) n°2016/2281 pour les pompes à chaleur dont la puissance nominale est supérieure à 12 kW et dont le fluide caloporteur est l'air, en kW ;
t_{off}	la durée durant laquelle la pompe à chaleur électrique est en mode arrêt, tirée 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 dont le fluide caloporteur est l'eau, selon le Règlement européen (UE) n°206/2012 pour les pompes à chaleur dont la puissance nominale n'est pas supérieure à 12 kW et dont le fluide caloporteur est l'air et selon le Règlement européen (UE) n°2016/2281 pour les pompes à chaleur dont la puissance nominale est supérieure à 12 kW et dont le fluide caloporteur est l'air, en kW ;
t_{SB}	la durée durant laquelle la pompe à chaleur électrique est en mode veille, tirée du Tableau [38] en fonction du type de pompe à chaleur, en h.

Tableau [38] : Durées 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	Refroidissement					

caloporteur	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 qui n'est pas utilisée comme refroidissement actif (en mode réversible) / Oui = pompe à chaleur qui est utilisée comme refroidissement actif (en mode réversible)

Le coefficient de performance en mode mode actif, en tenant compte de l'influence de l'installation, $SCOP_{inst}$, est déterminé comme suit :

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

avec :

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

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

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

f_{pumps} un facteur de correction pour la consommation d'énergie d'une pompe sur le circuit vers l'évaporateur, déterminé comme mentionné 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 avec lequel $SCOP_{on}$ ou $SGUE_h$ a été déterminé. f_{AHU} intervient uniquement pour les pompes à chaleur couplées à l'air de ventilation et est déterminé comme mentionné au § 10.2.3.3.3, (-) ;

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

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

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

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

où :

COP_{nom} le coefficient de performance nominal de la pompe à chaleur électrique, déterminé 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 dont le fluide caloporteur est l'air, le $SCOP_{on}$ correspond :

- si la puissance nominale n'est pas supérieure à 12 kW : au $SCOP_{on}$ 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 : au $SCOP_{on}$ selon le Règlement européen (UE) n°2016/2281.

Pour toutes les pompes à chaleur électriques dont le fluide caloporteur est l'air, on a :

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

Pour les pompes à chaleur dont le fluide caloporteur est l'eau, le $SCOP_{on}$ est déterminé sur base du Règlement européen (UE) n°813/2013 et 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, $SCOP_{on}$ 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, $SCOP_{on}$ est déterminé pour une température de sortie du condenseur de 55°C. Si on ne sait pas à quelle température le $SCOP_{on}$ a été déterminé, il est supposé qu'il s'agit d'une pompe à chaleur basse température et que le $SCOP_{on}$ introduit a été déterminé pour une température de sortie du condenseur de 35°C.

Le régime de température pour lequel $SCOP_{on}$ est donné détermine comment $SCOP_{on}$, $f_{\theta,em}$ et $f_{\Delta\theta}$ doivent être déterminés. Les cas suivants peuvent se produire.

- Si la pompe à chaleur est une pompe à chaleur basse température, alors :

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

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

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

- Si la pompe à chaleur n'est pas une pompe à chaleur basse température, alors :

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

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

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

où :

$SCOP_{on,35^{\circ}C}$	le coefficient de performance de la pompe à chaleur électrique en mode actif, pour les conditions climatiques moyennes et pour une température de sortie du condenseur de $35^{\circ}C$, 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 de la pompe à chaleur électrique en mode actif, pour les conditions climatiques moyennes et une température de sortie du condenseur de $55^{\circ}C$, 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 $^{\circ}C$;
$\theta_{out,LTHP}$	la température de sortie de la pompe à chaleur basse température dans les conditions de conception dans les conditions de conception, comme déterminé ci-dessous, en $^{\circ}C$;
$\Delta\theta_{design}$	la différence de température entre le départ et le retour du système d'émission (ou, le cas échéant, le stockage de chaleur) dans les conditions de conception, déterminée selon le § 10.2.3.3.3, en $^{\circ}C$. La valeur par défaut vaut $0^{\circ}C$.

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

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

avec :

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

Lors de la détermination de $SCOP_{on}$ selon le Règlement européen (UE) n°813/2013, il faut indiquer la source de chaleur avec laquelle $SCOP_{on}$ est déterminée : air, eau ou saumure. La source de chaleur pour laquelle $SCOP_{on}$ est déterminé et la source de chaleur de l'installation réelle déterminent la valeur de $f_{\theta,source}$. Les cas suivants peuvent se produire.

- Pour les pompes à chaleur qui sont mises en oeuvre avec le sol ou l'eau comme source de chaleur :

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

où :

$\theta_{source,design}$ la température de la source de chaleur de l'installation réelle, en $^{\circ}C$, fixée conventionnellement en fonction de la source de chaleur :

- $2^{\circ}C$ si la source de chaleur est l'eau de surface ou des eaux usées des égouts ou l'effluent d'une usine de traitement des eaux usées ;
- $10^{\circ}C$ si la source de chaleur est l'eau de la nappe phréatique ou une boucle d'eau ;
- $0^{\circ}C$ si la source de chaleur est le sol (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 avec laquelle $SCOP_{on}$ ou $SGUE_h$ est déterminé selon le Règlement européen (UE) n°813/2013, en $^{\circ}C$. Si la source de chaleur avec laquelle $SCOP_{on}$ ou $SGUE_h$ est

déterminé est l'eau ou si la source de chaleur n'est pas connue, cette température est fixée à 10°C. Si la source de chaleur avec laquelle $SCOP_{on}$ ou $SGUE_h$ est déterminé est la saumure, cette température est fixée à 0°C.

- Pour les pompes à chaleur qui sont mises en oeuvre avec l'air extérieur comme source de chaleur :

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

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

Le rendement de production pour le chauffage des pompes à chaleur qui ne tombent pas dans le champ d'application du § 10.2.3.3.2, $\eta_{\text{gen,heat}}$, est donné par :

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

avec :

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

où :

$f_{\theta,\text{heat}}$ un facteur de correction pour la différence entre la température de sortie de la pompe de chaleur dans les conditions de conception et la température de sortie du condenseur dans l'essai selon la norme NBN EN 14511, en cas de transport de chaleur par l'eau, déterminé comme mentionné ci-dessous, (-) ;

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

f_{pumps} un facteur de correction pour la consommation d'énergie d'une pompe sur le circuit vers l'évaporateur, déterminé comme mentionné 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 avec lequel SCOP_{on} ou SGUE_h a été déterminé. f_{AHU} intervient uniquement pour les pompes à chaleur couplées à l'air de ventilation et est déterminé comme mentionné ci-dessous, (-) ;

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

COP_{test} le coefficient de performance de la pompe à chaleur selon la norme NBN EN 14511 dans les conditions d'essai décrites dans le Tableau [12] ci-dessous, (-) :

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

Source chaude	Emission de chaleur	Conditions de test
sur base du tableau 3 de la norme NBN EN 14511-2		
air extérieur, éventuellement en combinaison avec de l'air rejeté	air recyclé, éventuellement en combinaison avec de l'air extérieur	A2/A20
air extérieur, éventuellement en combinaison avec de l'air rejeté	uniquement de l'air extérieur, sans utilisation d'un appareil de récupération de chaleur	A2/A2
uniquement de l'air extérieur	uniquement de l'air extérieur, en utilisant un appareil de récupération de chaleur	A2/A20
uniquement de l'air rejeté, sans utilisation d'un appareil de récupération de chaleur	air recyclé, éventuellement en combinaison avec de l'air extérieur	A20/A20
uniquement de l'air rejeté, sans utilisation d'un appareil de récupération de chaleur	uniquement de l'air extérieur, sans utilisation d'un appareil de récupération de chaleur	A20/A2
uniquement de l'air rejeté, en utilisant un appareil de récupération de chaleur	air recyclé, éventuellement en combinaison avec de l'air extérieur	A2/A20
sur base du tableau 5 de la norme NBN EN 14511-2		
sol par l'intermédiaire d'un circuit hydraulique	air recyclé, éventuellement en combinaison avec de l'air extérieur	B0/A20
sol par l'intermédiaire d'un circuit hydraulique	uniquement de l'air extérieur, sans utilisation d'un appareil de récupération de chaleur	B0/A2
sol par l'intermédiaire d'un circuit hydraulique	uniquement de l'air extérieur, en utilisant un appareil de récupération de chaleur	B0/A20
sol par l'intermédiaire d'eau souterraine	air recyclé, éventuellement en combinaison avec de l'air extérieur	W10/A20
sol par l'intermédiaire d'eau souterraine	uniquement de l'air extérieur, sans utilisation d'un appareil de récupération de chaleur	W10/A2
sol par l'intermédiaire d'eau souterraine	uniquement de l'air extérieur, en utilisant un appareil de récupération de chaleur	W10/A20
sur base du tableau 7 de la norme NBN EN 14511-2		
sol par l'intermédiaire d'un circuit hydraulique	eau	B0/W35
sol par l'intermédiaire d'eau souterraine	eau	W10/W35

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

NOTE : certaines conditions d'essai correspondent aux "standard rating conditions" de la norme 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 déterminer des spécifications complémentaires et/ou divergentes pour calculer le COP_{test} et/ou le $\eta_{gen,heat}$.

Le facteur de correction $f_{\theta,heat}$ est déterminé comme suit :

- si le fluide caloporteur est l'air, $f_{\theta,heat} = 1$;
- si le fluide caloporteur est l'eau, $f_{\theta,heat}$ vaut :

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

avec :

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

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

- pour les pompes à chaleur connectées en série avec une ou plusieurs autres générateurs de chaleur et dont l'entrée du fluide caloporteur est connectée au système d'émission mais dont la sortie du fluide caloporteur n'est pas connectée au système d'émission (ou le stockage) mais à l'entrée du fluide caloporteur d'un autre générateur de chaleur, on a :

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

- dans tous les autres cas, on a :

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

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 vers le système d'émission de chaleur dans les conditions de conception, en °C. Il faut tenir compte ici non seulement du système d'émission, mais aussi du dimensionnement d'un éventuel réservoir tampon (température maximum de stockage).
$f_{\text{heat, m, first}}$	la fraction mensuelle de la quantité totale de chaleur fournie par le(s) producteur(s) de chaleur connecté(s) comme premier ¹¹ dans une série d'appareils en série, déterminée comme $f_{\text{heat, m, pref}}$ au § 10.2.2 en considérant le(s) producteur de chaleur connecté(s) comme premier comme producteur(s) préférentiel(s), (-) ;
$x_{\text{m, first}}$	la variable auxiliaire pour la détermination de la fraction en demande de chaleur couverte par le(s) producteur(s) de chaleur connecté(s) comme premier, déterminée comme x_{m} dans § 7.3.1 de l'annexe PEN, tout en considérant le(s) producteur de chaleur connecté(s) comme premier comme le(s) producteur(s) préférentiel(s), (-).

Il faut effectuer une sommation sur tous les mois de l'année.

La valeur par défaut pour la température de retour de conception du système d'émission est de 45°C pour les systèmes de chauffage de surface (chauffage par le sol, par le mur ou par le plafond) et de 70°C pour tous les autres systèmes d'émission de chaleur. Pour la température de départ du système d'émission, on peut prendre comme valeur par défaut pour les systèmes de chauffage de surface (chauffage par le sol, le mur et le plafond) $\theta_{\text{supply, design}} = 55^\circ\text{C}$ et, pour tous les autres systèmes d'émission, $\theta_{\text{supply, design}} = 90^\circ\text{C}$. Si les deux types de systèmes d'émission sont présents dans un secteur énergétique, c'est le système ayant la température de retour de conception et la température de départ la plus élevée qui est pris en considération¹². On peut introduire des valeurs meilleures conformément à des règles déterminées par le Ministre ou, à défaut, sur base d'une demande d'équivalence.

Le facteur de correction $f_{\Delta\theta}$ est déterminé comme suit :

- si le fluide caloporteur est l'air, $f_{\Delta\theta} = 1$;
- si le fluide caloporteur est l'eau, $f_{\Delta\theta}$ vaut :

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

avec :

$\Delta\theta_{\text{design}}$	la différence de température entre l'entrée et la sortie de la pompe à chaleur (en prenant en compte, le cas échéant, le stockage de chaleur) dans les conditions de conception, déterminée comme indiqué ci-dessous, en °C ;
--------------------------------	---

¹¹ Celui-ci étant le générateur de chaleur dont l'entrée est connectée au (conduit de) retour du système d'émission. Le générateur connecté comme premier n'est pas automatiquement le générateur préférentiel. Si c'est quand même le cas, alors on a $f_{\text{heat, m, first}} = f_{\text{heat, m, pref}}$. Dans l'autre cas, il faut un nouveau calcul pour déterminer la fraction couverte par le générateur connecté comme premier.

¹² Il est toujours possible de diviser un secteur énergétique en différents secteurs énergétiques plus petits et pour chacun d'entre eux prendre en considération leur système d'émission de chaleur.

$\Delta\theta_{test}$ l'augmentation de température de l'eau au travers du condenseur lors des tests 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, ou lors des tests selon la norme NBN EN 14511 si le rendement de production de la pompe à chaleur est déterminé selon le § 10.2.3.3.3, en °C.

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

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

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

avec :

$\theta_{out,design}$ la température de sortie de la pompe à chaleur dans les conditions de conception, déterminée comme indiqué ci-dessus, en °C ;

$\theta_{in,design}$ la température d'entrée de la pompe à chaleur dans les conditions de conception, selon le § 10.2.3.2.4, en °C.

Le facteur de correction f_{pumps} est déterminé comme suit :

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

$$\text{Eq. 346 } f_{pumps} = \frac{1}{1 + \left(\sum_j P_{pumps,j} \right) \cdot SCOP_{on} / P_{nom}} \quad (-)$$

- Si la puissance électrique de la (ou de toutes les) pompe(s) (P_{pumps} , en kW) est connue et si le rendement de production est déterminé selon le § 10.2.3.3.3 :

$$\text{Eq. 347 } f_{pumps} = \frac{1}{1 + \left(\sum_j P_{pumps,j} \right) / P_{HP}} \quad (-)$$

avec :

$P_{pumps,j}$ la puissance électrique de la pompe j pour l'apport de chaleur vers 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, déterminé comme indiqué au § 10.2.3.3.2, (-) ;

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

P_{HP} la puissance électrique (en kW) de la pompe à chaleur selon la norme NBN EN 14511 dans les mêmes conditions d'essai que pour la détermination de COP_{test} .

Il faut effectuer une somme sur toutes les pompes j qui assurent la fourniture de chaleur à l'évaporateur de la pompe à chaleur.

Le facteur de correction f_{AHU} est déterminé comme suit :

- Si l'air de ventilation repris comme seule source chaude (sans mélange préalable avec de l'air extérieur), air de ventilation fourni comme seul fluide caloporteur (sans recyclage de l'air du local) :

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

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

- Si l'air de ventilation repris comme seule source chaude (sans mélange préalable avec l'air extérieur), l'émission de chaleur ne se faisant pas uniquement vers l'air de ventilation fourni :

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

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

- Si l'air de ventilation fourni comme seul fluide caloporteur (sans recyclage de l'air du local), l'air de ventilation repris n'étant pas la seule source chaude :

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

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

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

avec :

\dot{V}_{max} le débit d'air maximal dans l'installation tel qu'indiqué par le fabricant, en m^3/h . 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 lors de l'essai selon la norme NBN EN 14511, en m^3/h ;

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

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

10.2.3.4 Rendement de production des pompes à chaleur au gaz

10.2.3.4.1 Principe

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

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

Tout comme pour les pompes à chaleur électrique, les pompes à chaleur au gaz peuvent tirer leur chaleur de diverses sources de chaleur :

- sol via un fluide caloporteur : la pompe à chaleur pompe un fluide caloporteur (généralement, une solution antigel, par exemple, un mélange eau-glycol) à travers un échangeur de chaleur enterré vertical ou horizontal. La chaleur prélevée dans le sol par ce fluide caloporteur est cédée à l'évaporateur ;
- sol par évaporation directe : l'évaporateur dans le sol tire directement la chaleur sensible du sol par conduction (et éventuellement la chaleur latente, par congélation) sans l'intervention d'un fluide de transport intermédiaire ;
- nappe phréatique, 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 repris : l'air repris du système de ventilation est amené sur l'évaporateur et y cède sa chaleur ;
- autres.

Les pompes à chaleur au gaz peuvent délivrer leur chaleur à l'eau ou l'air ou à la structure du bâtiment (où des condenseurs sont intégrés dans la structure du bâtiment (principalement les planchers, et éventuellement d'autres parois comme par exemple les murs ou les plafonds), et délivrent la chaleur directement à la structure du bâtiment (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, dont la puissance nominale n'est pas supérieure à 400 kW et avec :

- soit le sol via un fluide caloporteur comme source de chaleur et l'eau comme fluide caloporteur, ou
- soit l'eau comme source de chaleur et l'eau comme fluide caloporteur, ou
- 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 des pompes à chaleur à moteur à gaz est déterminé selon le § 10.2.3.4.3.

Le rendement de production des autres types de pompes à chaleur au gaz est déterminé conformément à des règles déterminées par le Ministre ou, à défaut, sur base d'une demande d'équivalence.

La valeur par défaut pour $\eta_{\text{gen,heat}}$ pour les pompes à chaleur au gaz utilisant l'air comme source de chaleur et comme fluide caloporteur est fixé à 0,5. Pour tous les autres types de pompes à chaleur au gaz, la valeur par défaut pour $\eta_{\text{gen,heat}}$ est fixée à 0,8.

10.2.3.4.2 Rendement de production des pompes à chaleur gaz à sorption à l'aide de valeurs issues du Règlement européen (UE) n°813/2013

Le rendement de production pour le chauffage des pompes à chaleur gaz à sorption qui satisfont aux conditions mentionnées au § 10.2.3.4.1 est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 348} \quad \eta_{\text{gen,heat}} = \frac{P_{\text{nom,gasHP}}}{\left(\left(\frac{f_{\text{p,nat.gas}}}{\text{SGUE}_{\text{inst}}} + \frac{f_{\text{p,elec}}}{\text{SAEF}_{\text{heat}}} \right) \cdot P_{\text{nom,gasHP}} + f_{\text{p,elec}} \cdot \left(\sum_j P_{\text{pumps,gasHP},j} \right) \right)} \quad (-)$$

où :

- $P_{\text{nom,gasHP}}$ la puissance thermique nominale de la pompe à chaleur gaz à sorption, déterminée comme P_{rated} selon le Règlement européen (UE) n°813/2013, en kW ;
- $f_{\text{p,nat.gas}}$ le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire pour le gaz naturel, tel qu'établi dans le texte principal du présent arrêté, (-) ;
- $\text{SGUE}_{\text{inst}}$ le rendement saisonnier de la pompe à chaleur gaz à sorption en mode chauffage, en tenant compte de l'influence de l'installation, déterminé comme mentionné ci-dessous, (-) ;
- $f_{\text{p,elec}}$ 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, déterminé comme mentionné ci-dessous, (-) ;
- $P_{\text{pumps,gasHP},j}$ la puissance électrique de la pompe j pour l'apport de chaleur vers l'évaporateur, en kW.

Il faut effectuer une somme sur toutes les pompes j qui assurent la fourniture de chaleur à l'évaporateur de la pompe à chaleur gaz à sorption. La somme est nulle s'il n'y a pas de pompe pour assurer la fourniture de chaleur à l'évaporateur. Si la puissance d'une (ou plusieurs) pompe(s) n'est pas connue, la somme est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 349} \quad \sum_j P_{\text{pumps,gasHP},j} = \frac{1}{5} \cdot \left(\frac{f_{\text{p,nat.gas}}}{\text{SGUE}_{\text{inst}}} + \frac{f_{\text{p,elec}}}{\text{SAEF}_{\text{heat}}} \right) \cdot \frac{P_{\text{nom,gasHP}}}{f_{\text{p,elec}}} \quad (\text{kW})$$

met :

- $f_{\text{p,nat.gas}}$ le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire pour le gaz naturel, tel qu'établi dans le texte principal du présent arrêté, (-) ;
- $\text{SGUE}_{\text{inst}}$ le rendement saisonnier de la pompe à chaleur gaz à sorption en mode chauffage, en tenant compte de l'influence de l'installation, déterminé comme mentionné ci-dessous, (-) ;
- $f_{\text{p,elec}}$ 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, déterminé comme mentionné ci-dessous, (-) ;
- $P_{\text{nom,gasHP}}$ la puissance thermique nominale de la pompe à chaleur gaz à sorption, déterminée comme P_{rated} selon le Règlement européen (UE) n°813/2013, en kW.

Le rendement saisonnier en mode chauffage de la pompe à chaleur gaz à sorption, en tenant compte de l'influence de l'installation, $SGUE_{inst}$, est donné par :

$$\text{Eq. 350 } SGUE_{inst} = f_{\theta,em,gasHP} \cdot f_{\theta,source,gasHP} \cdot f_{\Delta\theta} \cdot f_{AHU} \cdot f_{dim,gen,heat} \cdot SGUE_{heat} \quad (-)$$

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, le stockage de chaleur) et la température de sortie du condenseur à laquelle le $SGUE_h$ a été déterminé, déterminé comme mentionné 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 à l'évaporateur à laquelle le $SGUE_h$ a été déterminé, déterminé comme mentionné 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, le 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 des conditions d'essai dans lesquelles $SCOP_{on}$ ou $SGUE_h$ a été déterminé, en cas de transport de chaleur par l'eau, déterminé comme mentionné 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 avec lequel $SCOP_{on}$ ou $SGUE_h$ a été déterminé. f_{AHU} intervient uniquement pour les pompes à chaleur couplées à l'air de ventilation et est déterminé comme mentionné au § 10.2.3.3.3, (-) ;
$f_{dim,gen,heat}$	un facteur de correction pour tenir compte du dimensionnement du système de production pour le chauffage ; 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, déterminé comme mentionné ci-dessous, (-).

$SGUE_{heat}$ est déterminé sur base de $SGUE_h$ comme mentionné dans le Règlement européen (UE) n°813/2013 et 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, $SGUE_h$ 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, $SGUE_h$ est déterminé pour une température de sortie du condenseur de 55°C. Si on ne sait pas à quelle température le $SGUE_{heat}$ a été déterminé, il est supposé qu'il s'agit d'une pompe à chaleur basse température et que le $SGUE_h$ encodé a été déterminé pour une température de sortie du condenseur de 35°C.

Le régime de température pour lequel $SGUE_h$ est donné selon le Règlement européen détermine comment $SGUE_{heat}$, $f_{\theta,em,gasHP}$ et $f_{\Delta\theta}$ doivent être déterminés. Les cas suivants peuvent se produire.

- Si la pompe à chaleur est une pompe à chaleur basse température, alors :

$$\text{Eq. 351 } SGUE_{heat} = SGUE_{heat,35^\circ C} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 439 } f_{\theta,em,gasHP} = 1 + 0,01 \cdot (35 - \theta_{out,design}) \quad (-)$$

$$\text{Eq. 409 } f_{\Delta\theta} = 1 + 0,01 \cdot (\Delta\theta_{\text{design}} - 5) \quad (-)$$

- Si la pompe à chaleur n'est pas une pompe à chaleur basse température, alors :

$$\text{Eq. 353 } SGUE_{\text{heat}} = SGUE_{\text{heat},55^{\circ}\text{C}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 440 } f_{\theta_{\text{em}},\text{gasHP}} = 1 + 0,01 \cdot (55 - \theta_{\text{out,design}}) \quad (-)$$

$$\text{Eq. 410 } f_{\Delta\theta} = 1 + 0,01 \cdot (\Delta\theta_{\text{design}} - 8) \quad (-)$$

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 , déterminé 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 , déterminé 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 de sortie de la pompe à chaleur dans les conditions de conception, déterminée selon le § 10.2.3.3.3, en $^{\circ}\text{C}$;

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

Lors de la détermination de $SGUE_h$ selon le Règlement européen (UE) n°813/2013, il faut indiquer la source de chaleur avec laquelle $SGUE_h$ est déterminée : air, eau ou saumure. La source de chaleur pour laquelle $SGUE_h$ est déterminé et la source de chaleur de l'installation réelle déterminent la valeur de $f_{\theta_{\text{source}},\text{gasHP}}$. Les cas suivants peuvent se produire.

- pour les pompes à chaleur gaz à sorption qui sont mises en oeuvre avec le sol ou l'eau comme source de chaleur :

$$\text{Eq. 357 } f_{\theta_{\text{source}},\text{gasHP}} = 1 + 0,015 \cdot (\theta_{\text{source,design}} - \theta_{\text{source,test}}) \quad (-)$$

où :

$\theta_{\text{source,design}}$ la température de la source de chaleur de l'installation réelle, en $^{\circ}\text{C}$, fixée conventionnellement en fonction de la source de chaleur :

- 2°C si la source de chaleur est l'eau de surface ou des eaux usées des égouts ou l'effluent d'une usine de traitement des eaux usées ;
- 10°C si la source de chaleur est l'eau de la nappe phréatique ou une boucle d'eau ;
- 0°C si la source de chaleur est le sol (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 avec laquelle $SCOP_{on}$ ou $SGUE_h$ est déterminé selon le Règlement européen (UE) n°813/2013, en °C. Si la source de chaleur avec laquelle $SCOP_{on}$ ou $SGUE_h$ est déterminé est l'eau ou si la source de chaleur n'est pas connue, cette température est fixée à 10°C. Si la source de chaleur avec laquelle $SCOP_{on}$ ou $SGUE_h$ est déterminé est la saumure, cette température est fixée à 0°C.

- pour les pompes à chaleur gaz à sorption qui sont mises en oeuvre avec l'air extérieur comme source de chaleur :

$$\text{Eq. 358 } f_{\theta, source, gasHP} = 1 \quad (-)$$

Le facteur énergétique saisonnier des auxiliaires en mode chauffage de la pompe à chaleur gaz à sorption, $SAEF_{heat}$, est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 411 } SAEF_{heat} = \frac{CC \cdot (\eta_s + 0,025 + a_{pumps}) \cdot SGUE_{heat}}{SGUE_{heat} - (\eta_s + 0,025 + a_{pumps})} \quad (-)$$

où :

CC le coefficient de conversion [pour l'électricité], tel que défini dans le Règlement européen (UE) n°813/2013, (-) ;

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 énergétique des pompes externes, valant 0,00 pour les pompes à chaleur gaz à sorption dont la source chaude est l'air et valant 0,05 pour les autres pompes à chaleur gaz à sorption, (-) ;

$SGUE_{heat}$ le rendement saisonnier de la pompe à chaleur gaz à sorption en mode chauffage, déterminé comme mentionné ci-dessus, (-).

10.2.3.4.3 Rendement de production des pompes à chaleur à moteur à gaz

Le rendement de production pour le chauffage des pompes à chaleur à moteur à gaz est déterminé comme suit, indépendamment de la source de chaleur ou de l'application :

$$\text{Eq. 360 } \eta_{gen, heat} = 1,20 \quad (-)$$

Le Ministre peut déterminer des spécifications complémentaires et/ou divergentes pour calculer le $\eta_{gen, heat}$.

10.3 Consommation finale mensuelle d'énergie pour l'eau chaude sanitaire

10.3.1 Principe

L'énergie nécessaire pour produire de l'eau chaude sanitaire peut être fournie par un seul appareil de production ou par une combinaison d'appareils connectés en parallèle ou en série. On peut éventuellement utiliser différents appareils (ou une combinaison d'appareils) pour les différents points de puisage de la salle de bains et de la cuisine. En raison du cas où plusieurs appareils sont connectés, on introduit le formalisme d'un appareil connecté préférentiel et un ou plusieurs appareil(s) non préférentiel(s), de manière tout à fait analogue au cas du chauffage. Dans le cas (le plus courant) où il n'y a qu'un seul appareil de production, cela correspond à une part préférentielle de 100%. Les expressions ci-après donnent alors comme résultat une consommation nulle pour l'appareil non préférentiel.

Ce principe s'applique également aux pompes à chaleur hybrides (c'est-à-dire la combinaison d'une pompe à chaleur et d'une chaudière) et aux pompes à chaleur équipées d'une résistance électrique intégrée. Dans ces deux cas, les deux générateurs sont considérés comme des appareils de production connectés en parallèle. Exception : si le rendement de production d'une pompe à chaleur équipée d'une résistance électrique intégrée est déterminé selon le § 10.3.3.4.1 et que la résistance électrique était activée lors du test réalisé conformément au Règlement Européen concerné, l'appareil est considéré comme un seul générateur. Si le rendement de production d'une pompe à chaleur équipée d'une résistance électrique intégrée est déterminé selon le § 10.3.3.4.1 et que la résistance électrique n'était pas activée lors du test réalisé conformément au Règlement Européen concerné, cette exception ne s'applique pas, le formalisme préférentiel/non-préférentiel est conservé et le rendement de production de la résistance électrique intégrée est déterminé selon le § 10.3.3.4.2.

10.3.2 Règle de calcul

La consommation finale d'énergie pour l'eau chaude sanitaire est donnée par mois par :

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

$$\text{Eq. 104 } Q_{\text{water,bath } i,\text{final,m,pref}} = \frac{f_{\text{water,bath } i,\text{m,pref}} \cdot (1 - f_{\text{as,water,bath } i,\text{m}}) \cdot Q_{\text{water,bath } i,\text{gross,m}}}{\eta_{\text{gen,water,bath } i,\text{m,pref}} \cdot \eta_{\text{stor,water,bath } i,\text{m,pref}}} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 106 } Q_{\text{water,sink } i,\text{final,m,pref}} = \frac{f_{\text{water,sink } i,\text{m,pref}} \cdot (1 - f_{\text{as,water,sink } i,\text{m}}) \cdot Q_{\text{water,sink } i,\text{gross,m}}}{\eta_{\text{gen,water,sink } i,\text{m,pref}} \cdot \eta_{\text{stor,water,sink } i,\text{m,pref}}} \quad (\text{MJ})$$

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

$$\text{Eq. 361 } Q_{\text{water,bath } i,\text{final,m,npref } k} = \frac{f_{\text{water,bath } i,\text{m,npref } k} \cdot (1 - f_{\text{as,water,bath } i,\text{m}}) \cdot Q_{\text{water,bath } i,\text{gross,m}}}{\eta_{\text{gen,water,bath } i,\text{m,npref } k} \cdot \eta_{\text{stor,water,bath } i,\text{m,npref } k}} \quad (\text{MJ})$$

$$\text{Eq. 362 } Q_{\text{water,sink } i,\text{final,m,npref } k} = \frac{f_{\text{water,sink } i,\text{m,npref } k} \cdot (1 - f_{\text{as,water,sink } i,\text{m}}) \cdot Q_{\text{water,sink } i,\text{gross,m}}}{\eta_{\text{gen,water,sink } i,\text{m,npref } k} \cdot \eta_{\text{stor,water,sink } i,\text{m,npref } k}} \quad (\text{MJ})$$

avec :

$f_{\text{water,m,pref}}$ la fraction mensuelle de la fourniture totale de chaleur pour la préparation de l'eau chaude sanitaire par le(s)

producteur(s) de chaleur préférentiel(s), avec l'indice 'bath i' ou 'sink i' selon le cas (-) :

- s'il y a seulement un appareil, on a : $f_{water,m,pref} = 1$;
- s'il y a plusieurs producteurs de chaleur et que ces appareils assurent également le chauffage, on a : $f_{water,m,pref} = f_{heat,m,pref}$;
- s'il y a plusieurs producteurs de chaleur et que ces appareils assurent uniquement la préparation de l'eau chaude sanitaire, on tire la valeur du Tableau [36] ;

$f_{water,m,npref k}$

la fraction mensuelle de la fourniture totale de chaleur pour la préparation de l'eau chaude sanitaire par le(s) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k, avec l'indice 'bath i' ou 'sink i' selon le cas (-) :

- s'il y a seulement un appareil, on a :

Eq. 302 $f_{water,m,npref k} = 1 - f_{water,m,pref}$ (-)

- s'il y a plusieurs producteurs de chaleur et que ces appareils assurent également le chauffage, on détermine la valeur de $f_{water,m,npref k}$ selon le § 10.2.2 ;

- s'il y a plusieurs producteurs de chaleur et que ces appareils assurent uniquement la préparation de l'eau chaude sanitaire, on détermine la valeur de $f_{water,m,npref k}$ comme expliqué ci-dessous ;

$f_{as,m}$

la part des besoins de chaleur totaux 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 de l'eau chaude sanitaire respectivement, soit pour la douche/baignoire, soit pour l'évier de cuisine ;

$Q_{water,bath i,gross,m}$

les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou d'une baignoire i, déterminés selon le § 9.3.1, en MJ ;

$Q_{water,sink i,gross,m}$

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 ;

$\eta_{gen,water,bath i,m,pref}$

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 une baignoire i, déterminé selon le § 10.3.3, (-) ;

$\eta_{gen,water,bath i,m,npref k}$

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 une baignoire i, déterminé selon le § 10.3.3, (-) ;

$\eta_{gen,water,sink i,m,pref}$

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, (-) ;

$\eta_{gen,water,sink i,m,npref k}$

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 la douche ou la baignoire i, connectée, selon l'indice 'pref' ou 'npref k', au(x) producteur(s) préférentiel(s) ou non préférentiel(s), 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 l'évier i , connecté, selon l'indice 'pref' ou 'npref k ', au(x) producteur(s) préférentiel(s) ou non préférentiel(s), déterminé selon le § 10.3.3, (-).

Si le ballon d'eau chaude est connecté au(x) producteur(s) préférentiel(s) et au(x) producteur(s) non préférentiel(s) k (ce qui est souvent le cas), on a, avec l'indice 'bath i ' ou 'sink i ' selon le cas :

Eq. 255 $\eta_{stor,water,m,pref} = \eta_{stor,water,m,npref\ k}$ (-)

Les valeurs pour $f_{water,m,pref}$ données dans le Tableau [36] sont exprimées en fonction de la variable auxiliaire x_m , déterminée selon le § 7.3.1 de l'annexe PEN du présent arrêté.

Tableau [36] : Fractions mensuelles de la chaleur totale fournie par le(s) générateur(s) préférentiel(s) pour la production de 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
$1,0 < x_m$	$0,4765 \cdot x_m^{-0.998}$

S'il y a plusieurs producteurs de chaleurs non préférentiels avec différents rendements de production selon le § 10.2.3 (et/ou qui utilisent différents vecteurs énergétiques) qui n'assurent que la production d'eau chaude sanitaire, les fractions mensuelles pour l'eau chaude sanitaire du/des producteur(s) non préférentiel(s) k sont déterminées comme suit :

Eq. 303 $f_{water,m,npref\ k} = (1 - f_{water,m,pref}) \cdot \frac{P_{gen,water,npref,k}}{\sum_k P_{gen,water,npref,k}}$ (-)

où :

$f_{water,m,npref\ k}$ la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie pour la préparation d'eau chaude sanitaire par le(s) producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k , (-) ;

$f_{water,m,pref}$ la fraction mensuelle de la chaleur totale fournie pour la préparation d'eau chaude sanitaire par le(s) producteur(s) de chaleur préférentiel(s), (-) ;

$P_{gen,water,npref k}$ la puissance nominale totale du/des producteur(s) de chaleur non préférentiel(s) k, pour la préparation d'eau chaude sanitaire, en kW.

Il faut effectuer une somme sur tous les générateurs de chaleur non préférentiels k.

NOTE 1 La puissance nominale des chaudières est la puissance nominale visée par la Directive européenne Chaudières.

NOTE 2 La puissance thermique des pompes à chaleur est déterminée selon la norme NBN EN 14511, dans les conditions de test explicitées au § 10.2.3.3.

NOTE 3 La puissance thermique d'une installation de cogénération sur site est déterminée selon la méthode pour les appareils au gaz.

La consommation finale d'énergie pour l'eau chaude sanitaire des points de puisage qui sont desservis par un "combilus" est déterminée selon des spécifications complémentaires déterminées 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, lorsque c'est possible, à l'aide de données produits établies de manière harmonisée à travers l'Union européenne.

A cette fin, le présent texte fait référence à deux Directives européennes :

- la Directive 2009/125/CE du 21 octobre 2009, dite "Directive écodesign", établissant un cadre pour la fixation d'exigences en matière d'écoconception applicables aux produits liés à l'énergie ;
- la Directive 2010/30/UE du 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'énergie électrique consommée par les auxiliaires pour l'eau chaude sanitaire est, le cas échéant, comprise dans le rendement de production.

10.3.3.2 Classement de systèmes de production d'eau chaude sanitaires

Les systèmes de production d'eau chaude sanitaire peuvent être classés en plusieurs catégories :

- les systèmes qui sont soumis au Règlement délégué (UE) n°811/2013, c'est-à-dire, sauf exceptions prévus dans le Règlement, les systèmes de production pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire, d'une puissance nominale inférieure ou égale à 70 kW ;
- les systèmes qui sont soumis au Règlement (UE) n°813/2013, c'est-à-dire, sauf exceptions prévus dans le Règlement, les systèmes de production pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire, d'une puissance nominale inférieure ou égale à 400 kW ;
- les systèmes qui sont soumis au Règlement délégué (UE) n°812/2013, c'est-à-dire, sauf exceptions prévus dans le Règlement, les systèmes de production d'eau chaude sanitaire uniquement, d'une puissance nominale inférieure ou égale à 70 kW et dont le stockage éventuel est inférieur ou égal à 500 litres ;
- les systèmes qui sont soumis au Règlement (UE) n°814/2013, c'est-à-dire, sauf exceptions prévus dans le Règlement, les systèmes de production d'eau chaude sanitaire uniquement, d'une puissance nominale inférieure ou égale à 400 kW et dont le stockage éventuel est inférieur ou égal à 2000 litres ;
- les systèmes non soumis à l'un des Règlements précités. Parmi les systèmes non soumis à l'un des Règlements précités, on retrouve notamment les producteurs de chaleur conçus spécifiquement pour utiliser des combustibles gazeux ou liquides produits à partir de la biomasse, ou des combustibles solides (par exemple, pellets, charbon), les dispositifs de cogénération dont la puissance électrique maximale est égale ou supérieure à 50 kW.

10.3.3.3 Données nécessaires au calcul des rendements de production et de stockage pour l'eau chaude sanitaire

Les termes mentionnés en italique et soulignés sont définis dans le Règlement applicable (seule la première occurrence du terme est mise en italique et soulignée).

Les conditions climatiques à prendre en considération, si nécessaire, sont les conditions climatiques moyennes, telles que définies dans les Règlements précités.

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 au calcul des rendements de production et de stockage sont les suivantes, 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 d'une des sources suivantes :

- une étiquette telle que définie à l'annexe III du Règlement applicable ;
- une fiche de produit conforme à l'annexe IV du Règlement applicable ;
- une documentation technique conforme à l'annexe V du Règlement applicable ;
- des "informations à fournir" dans les cas prévus par l'annexe VI du Règlement applicable.

Pour les chauffe-eau solaires, 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 applicable, les performances du capteur solaire étant évaluées selon le § 10.4. Toutefois, si $\eta_{wh, nonsol}$ n'est pas disponible, le chauffe-eau solaire est évalué selon les § 10.3.3.3.3 et 10.3.3.4.2, et ce même s'il est soumis à un des Règlements précités.

Pour les produits combinés avec un dispositif solaire, l'efficacité énergétique (ou, le cas échéant, la classe d'efficacité énergétique) à prendre en considération est l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau seul, sans tenir compte du dispositif solaire, dont les performances sont évaluées 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 est connue, l'efficacité η_{wh} peut être prise comme l'efficacité énergétique minimale de la classe d'efficacité énergétique pour le profil de soutirage déclaré correspondant, telle que définie 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 η_{wh} minimale, en %, des classes d'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau, selon les profils de soutirage déclaré, selon les Règlements délégués (UE) n°811/2013 et (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, il n'est plus autorisé, depuis le 26 septembre 2015, à mettre sur le marché des chauffe-eau dont l'efficacité énergétique est inférieure à l'efficacité énergétique minimale de la classe E (sauf exception définie dans le Règlement (UE) n°814/2013).

NOTE 2 Le Règlement délégué (UE) n°811/2013 et le Règlement délégué (UE) n°812/2013 définissent une classe G, pour les systèmes dont l'efficacité énergétique est inférieure à l'efficacité énergétique minimale de la classe F. Etant donné la note 1 ci-dessus et la valeur par défaut dont il est question ci-dessous, cette classe n'a pas été reprise au Tableau [30].

Si ni l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau, ni la classe d'efficacité énergétique ne sont connues ou si le profil de soutirage déclaré n'est pas connu, la valeur par défaut $\eta_{wh} = 22\%$ s'applique.

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 mais non soumis au Règlement délégué (UE) n°811/2013 ou au Règlement délégué (UE) n°812/2013, c'est-à-dire les systèmes dont la puissance nominale est supérieure à 70 kW et inférieure ou égale à 400 kW ou dont le stockage éventuel est supérieur à 500 litres et inférieur ou égal à 2000 litres. Pour ces systèmes, les données d'entrée nécessaires au calcul des rendements de production et de stockage sont les suivantes, telles que définies 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 d'une documentation technique ou d'une autre source d'information conforme aux exigences de l'article 4 et à l'annexe II du Règlement applicable.

Pour les produits combinés avec un dispositif solaire, l'efficacité énergétique à prendre en considération est l'efficacité énergétique pour le chauffage de

l'eau seul, sans tenir compte du dispositif solaire, dont les performances seront évaluées sont le § 10.4.

Si l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau ou si le profil de soutirage déclaré n'est pas connu, la valeur par défaut $\eta_{wh} = 32\%$ s'applique.

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, un calcul détaillé des rendements de production et de stockage est effectué si les données suivantes, telles que définies dans les Règlements précités, sont disponibles :

- 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 d'une des sources suivantes :

- une étiquette telle que définie à l'annexe III du Règlement 811/812 ;
- une fiche de produit conforme à l'annexe IV du Règlement 811/812 ;
- une documentation technique conforme à l'annexe V du Règlement 811/812 ;
- des "informations à fournir" dans les cas prévus par l'annexe VI du Règlement 811/812 ;
- une documentation technique ou une autre source d'information conforme aux exigences de l'article 4 et à l'annexe II du Règlement 813.

Pour les chauffe-eau solaires, 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 $\eta_{wh, nonsol}$, tel que défini à l'annexe VIII du Règlement applicable, les performances du capteur solaire étant évaluées selon le § 10.4. Toutefois, si $\eta_{wh, nonsol}$ n'est pas disponible, le chauffe-eau solaire est évalué selon les § 10.3.3.3.3 et 10.3.3.4.2, et ce même s'il est soumis à un des Règlements précités.

Pour les produits combinés avec un dispositif solaire, l'efficacité énergétique (ou, le cas échéant, la classe d'efficacité énergétique) à prendre en considération est l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau seul, sans tenir compte du dispositif solaire, dont les performances sont évaluées 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 est connue, l'efficacité η_{wh} doit être prise comme l'efficacité énergétique minimale de la classe d'efficacité énergétique pour le profil de soutirage déclaré correspondant, telle que définie dans le Règlement délégué (UE) n°811/2013 et le Règlement délégué (UE) n°812/2013 et reprise au Tableau [30].

Si ni l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau, ni la classe d'efficacité énergétique ne sont connues ou si le profil de soutirage déclaré n'est pas connu, il y a 2 cas à considérer.

Cas 1

Pour le chauffage électrique par résistance, les pompes à chaleur électriques et les chaudières, les valeurs de calcul pour η_{wh} sont tirées du Tableau [45]. Elles sont valables tant pour les appareils producteurs qui réchauffent uniquement l'eau chaude sanitaire, que pour les appareils qui assurent aussi bien le chauffage des locaux que l'approvisionnement en eau chaude sanitaire.

Tableau [45] : Valeurs de calcul pour η_{wh} en %

Chauffage électrique par résistance	38
Pompe à chaleur électrique	95
Chaudière	95. $\eta_{full,GCV}$

Le symbole du tableau est défini comme suit :

$\eta_{full,GCV}$ le rendement à la puissance thermique nominale exprimé en pouvoir calorifique supérieur, (-). Il est déterminé comme l'efficacité utile η_4 du Règlement européen (UE) n°813/2013. La valeur par défaut pour $\eta_{full,GCV}$ est 0,68.

Cas 2

Pour les installations de cogénérations sur site, les fournitures de chaleur externe et les demandes d'équivalence, les rendements de production et de stockage ne sont pas évalués séparément mais ensemble.

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 pour lesquels l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau est déterminée

Rendement de production $\eta_{\text{gen,water}}$

Pour les systèmes de production d'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 et les systèmes de production d'eau chaude sanitaire non soumis aux Règlements précités mais pour lesquels l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau est déterminée, le rendement de production (par rapport au pouvoir calorifique supérieur) $\eta_{\text{gen,water}}$ est déterminé selon l'Eq. 256.

Eq. 256 si le vecteur énergétique est différent de l'électricité :

$$\eta_{\text{gen,water}} = (\eta_{\text{wh}} / 100) \cdot f_{\text{stor>gen,water}} \cdot f_{\text{dim,gen,water}}$$

si le vecteur énergétique est l'électricité :

$$\eta_{\text{gen,water}} = (\eta_{\text{wh}} / 100) \cdot CC \cdot f_{\text{stor>gen,water}} \cdot f_{\text{dim,gen,water}} \quad (-)$$

avec :

η_{wh}	l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau, exprimée par rapport au pouvoir calorifique supérieur, en %, déterminée comme expliqué au § 10.3.3.3.1 ou au § 10.3.3.3.2 ou au § 10.3.3.3.3 ;
CC	le coefficient de conversion [pour l'électricité], tel que défini dans les Règlements précités, (-) ;
$f_{\text{stor>gen,water}}$	un facteur de correction pour tenir compte de l'influence du stockage sur le rendement de production, (-), déterminé comme expliqué ci-dessous ;
$f_{\text{dim,gen,water}}$	un facteur de correction pour tenir compte du dimensionnement du système de production d'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 (production instantanée), ou si l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau chaude sanitaire est déterminée en intégrant la présence du stockage (par exemple, ballon d'eau chaude intégré au producteur d'eau chaude sanitaire), on a :

- $f_{\text{stor>gen,water}} = 1,00$;
- $\eta_{\text{stor,water}} = 1,00$.

S'il y a un stockage et si l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau chaude sanitaire est déterminée sans tenir compte de la présence du stockage (par exemple, ballon d'eau chaude séparé), ou si on ne sait pas si l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau est déterminée en intégrant ou non la présence du stockage, on a :

- $f_{\text{stor>gen,water}} = 1,02$;
- $\eta_{\text{stor,water,m}}$ est déterminé mensuellement selon :

$$\text{Eq. 257 } \eta_{\text{stor,water,m}} = \frac{Q_{\text{stor,water,gross,m}}}{(Q_{\text{stor,water,gross,m}} + Q_{\text{loss,stor,water,m}})} \quad (-)$$

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 connectés au

ballon d'eau chaude sanitaire, en MJ, déterminés selon l'Eq. 258 ;

$Q_{\text{loss,stor,water,m}}$ les pertes mensuelles de stockage du ballon d'eau chaude sanitaire, en MJ, déterminées selon l'Eq. 259 ;

avec :

$$\text{Eq. 258 } Q_{\text{stor,water,gross,m}} = \sum_{\text{bath } j} Q_{\text{water,bath } j,\text{gross,m}} + \sum_{\text{sink } k} Q_{\text{water,sink } k,\text{gross,m}} \quad (\text{MJ})$$

où :

$Q_{\text{water,bath } i,\text{gross,m}}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou d'une 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 pour toutes les douches ou baignoires j et tous les éviers k connectés au ballon d'eau chaude sanitaire.

Les pertes mensuelles de stockage du ballon d'eau chaude sanitaire sont données par :

- Si le réservoir d'eau chaude est réchauffé par un système à énergie solaire thermique monovalent dont les prestations sont déterminées selon le § 10.4, alors : $Q_{\text{loss,stor,water,m}} = 0 \text{ MJ}$.
- Si le réservoir d'eau chaude est partiellement réchauffé par un système à énergie solaire thermique bivalent dont les prestations sont déterminées selon le § 10.4, alors :

$$\text{Eq. 363 } Q_{\text{loss,stor,water,m}} = 0,4 \cdot S \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

- Dans tous les autres cas, alors :

$$\text{Eq. 259 } Q_{\text{loss,stor,water,m}} = S \cdot t_m \quad (\text{MJ})$$

avec :

S les pertes statiques du ballon d'eau chaude couplé au producteur, en W, telle que définies au § 10.3.3.3, ou à défaut selon l'Eq. 260 ;

t_m la durée du mois considéré, en Ms, reprise au Tableau [1].

Si les pertes statiques S ne sont pas connues, alors il faut utiliser la valeur par défaut suivante :

$$\text{Eq. 260 } S = 31 + 16,66 \cdot V^{0,4} \quad (\text{W})$$

avec :

V le volume du ballon d'eau chaude sanitaire, en litres.

Si le volume du ballon d'eau chaude n'est pas connu, alors il faut utiliser la valeur par défaut suivante : $V = 2000$ litres.

10.3.3.4.2 *Systèmes pour lesquels l'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau n'est pas déterminée*

Pour les systèmes visés au cas 2 du § 10.3.3.3.3, les rendements de production et de stockage ne sont pas évalués séparément mais ensemble. Les valeurs de calcul données au Tableau [46] ci-dessous sont valables tant pour les appareils producteurs qui réchauffent uniquement l'eau chaude sanitaire, que pour les appareils qui assurent aussi bien le chauffage des locaux que l'approvisionnement en eau chaude sanitaire.

Le rendement ($\eta_{\text{gen,water}} \cdot \eta_{\text{stor,water}}$) d'un système dit "combilus" est déterminé selon des spécifications complémentaires déterminées par le Ministre.

Tableau [46] : Valeurs de calcul pour ($\eta_{\text{gen,water}} \cdot \eta_{\text{stor,water}}$)

	chauffage instantané ¹³	avec stockage de chaleur ¹⁴
Cogénération sur site (1)	$\epsilon_{\text{cogen,th}}$	$\epsilon_{\text{cogen,th}} - 0,05$
Fourniture de chaleur externe (1)	$\eta_{\text{water,dh}}$	$\eta_{\text{water,dh}} - 0,05$
Autres cas	équivalence (2)	

(1) Ces valeurs de calcul indiquent déjà les rendements par rapport au pouvoir calorifique supérieur.

(2) Les dérogations par rapport aux catégories ci-dessus doivent être traitées, sur base d'une demande d'équivalence ou, si elles existent, selon des règles déterminées par le Ministre.

Les symboles du tableau ont été définis comme suit :

$\epsilon_{\text{cogen,th}}$ le rendement de conversion thermique pour une cogénération sur site, tel que déterminé au § A.2 de l'annexe PEN au présent arrêté ;

$\eta_{\text{water,dh}}$ le rendement à considérer pour une fourniture de chaleur externe pour la préparation d'eau chaude sanitaire, à déterminer en détail selon des règles déterminées par le Ministre et par défaut égale à 0,97.

¹³ Les installations de production qui chauffent l'eau instantanément génèrent de la chaleur uniquement aux moments où l'on prélève de l'eau chaude sanitaire, sans qu'il y ait stockage de chaleur dans l'installation. Dès que le puisage d'eau chaude cesse, la production de chaleur s'arrête également et l'ensemble du système refroidit jusqu'à température ambiante (en l'absence d'un nouveau puisage).

¹⁴ Les installations de production avec stockage de chaleur tiennent une 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 peut se faire aussi bien sous la forme de l'eau chaude sanitaire proprement dite, que sous la forme d'eau de chaudière ; dans ce dernier cas, l'eau sanitaire est réchauffée par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur au moment précis des prélèvements. Les mêmes produits des rendements de production et de stockage restent d'application même si l'installation ne maintient pas de la chaleur à disposition en permanence, mais peut refroidir librement pendant certaines périodes (la nuit, par exemple).

10.4 Contribution énergétique utile mensuelle d'un système d'énergie solaire thermique

Au cas où le système solaire thermique est (aussi) utilisé pour chauffer l'eau d'une piscine dans une unité PEB habitation individuelle, celui-ci n'est pas pris en compte et $f_{as,heat,sec\ i,m}$, $f_{as,hum,i,m}$, $f_{as,water,bath\ i,m}$, $f_{as,water,sink\ i,m}$ et $f_{as,water,other\ i,m}$ sont considérés égaux à zéro.

La contribution énergétique utile mensuelle d'un système d'énergie solaire thermique se détermine comme suit :

- si le système dessert le chauffage des locaux ainsi que l'eau chaude sanitaire, se reporter au § 10.4.1 ;
- s'il dessert uniquement l'eau chaude sanitaire, se reporter au § 10.4.2 ;
- s'il n'y a pas de système d'énergie solaire thermique qui contribue au chauffage du secteur énergétique i , $f_{as,heat,sec\ i,m}$ est nul ;
- s'il n'y a pas de système d'énergie solaire thermique qui contribue à la fourniture de chaleur à l'appareil humidificateur i , $f_{as,hum,i,m}$ est nul ;
- si un point de puisage particulier (baignoire / douche i ou évier de cuisine i ou autre point de puisage i) n'est pas préchauffé par un système d'énergie solaire thermique, la valeur respective de $f_{as,water,bath\ i,m}$ et/ou $f_{as,water,sink\ i,m}$ et/ou $f_{as,water,other\ i,m}$ est nulle.

La valeur par défaut pour f_{as} est égale à zéro pour chacun des vecteurs énergétiques.

10.4.1 Contribution énergétique utile mensuelle d'un système d'énergie solaire thermique au chauffage des locaux et à la production d'eau chaude sanitaire

On détermine la contribution énergétique utile mensuelle (comme part de la demande totale de chaleur de l'installation) d'un système d'énergie solaire thermique destiné au chauffage et à la préparation d'eau chaude sanitaire comme suit.

$$\text{Eq. 364} \quad \text{Si } \sum_j A_{as,j} > 6\text{m}^2 : f_{as,heat,sec\ i,m} = \min \left\{ \max \left(0; \frac{Q_{as,out,heat,m}}{Q_{as,demand,heat,m}} \right); 1 \right\}$$

$$\text{Si } \sum_j A_{as,j} \leq 6\text{m}^2 : f_{as,heat,sec\ i,m} = 0 \quad (-)$$

et :

$$f_{as,water,bath\ i,m} = f_{as,water,sink\ i,m} = f_{as,water,other\ i,m}$$

$$\text{Eq. 365} \quad = \min \left\{ \max \left(0; \frac{Q_{as,out,water,m}}{Q_{as,demand,water,m}} \right); 1 \right\} \quad (-)$$

Lors de l'application des formules ci-dessus, ce qui suit s'applique également :

$$\text{Eq. 366} \quad \text{Si } Q_{as,demand,heat,m} = 0, \text{ alors } f_{as,heat,sec\ i,m} = 0. \quad (-)$$

Eq. 367 Si $Q_{as,demand,water,m} = 0$, alors

$$f_{as,water,bath\ i,m} = f_{as,water,sink\ i,m} = f_{as,water,other\ i,m} = 0. \quad (-)$$

où :

$$\mathbf{Eq. 368} \quad Q_{as,demand,heat,m} = \sum_i Q_{heat,gross,seci,m} + \sum_q Q_{hum,net,q,m} \quad (MJ)$$

$$Q_{as,demand,water,m} = \sum_k Q_{water,bath\ k,gross,m} + \sum_k Q_{water,sink\ k,gross,m}$$

$$\mathbf{Eq. 369} \quad + \sum_k Q_{water,other\ k,gross,m} + \sum_l \frac{Q_{water,ncalc,res,unit\ l,gross\ woC,m}}{\eta_{water,circ\ p,unit\ l,m}} \quad (MJ)$$

$$+ \sum_n \frac{Q_{water,ncalc,nres,bath\ n,gross\ woC,m}}{\eta_{water,circ\ p,bath\ n,m}} + \sum_o \frac{Q_{water,ncalc,nres,sink\ o,gross\ woC,m}}{\eta_{water,circ\ p,sink\ o,m}}$$

avec :

$A_{as,j}$	la surface d'entrée du capteur j du système d'énergie solaire thermique, déterminée selon la norme NBN EN ISO 9806 (dans laquelle elle est désigné par le symbole et l'indice A_a), en m^2 ;
$Q_{as,out,heat,m}$	l'énergie solaire mensuelle utile au chauffage des locaux fournie par le système solaire thermique, comme définie au § 10.4.4, en MJ ;
$Q_{as,demand,heat,m}$	la demande mensuelle en chaleur pour le chauffage des locaux à laquelle le système solaire thermique contribue, en MJ ;
$Q_{as,out,water,m}$	l'énergie solaire mensuelle utile à la production d'eau chaude sanitaire fournie par le système solaire thermique, compte tenu des pertes du ballon d'eau chaude, telle que définie au § 10.4.3, en MJ ;
$Q_{as,demand,water,m}$	la demande mensuelle en chaleur pour l'eau chaude sanitaire à laquelle le système solaire thermique contribue, en MJ ;
$Q_{hum,net,q,m}$	le besoin mensuel net d'humidification pour un humidificateur q, défini selon le § 5.11 de l'annexe PEN, en MJ ;
$Q_{heat,gross,sec\ i,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage d'un secteur énergétique i, déterminés selon le § 9.2.1 de cette annexe pour les unités PER et selon le § 6.2 de l'annexe PEN pour les unités PEN, en MJ ;
$Q_{water,bath\ k,gross,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou une baignoire k, en MJ, déterminés selon le § 9.3 de cette annexe pour les unités PER et selon le § 6.5 de l'annexe PEN pour les unités PEN ;
$Q_{water,sink\ k,gross,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire destinée à un évier de cuisine k, en MJ, déterminés selon le § 9.3 de cette annexe pour les unités PER et selon le § 6.5 de l'annexe PEN pour les unités PEN ;
$Q_{water,other\ k,gross,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire destinée à un autre point de puisage k pour l'eau chaude sanitaire, en MJ, déterminés selon le § 6.5 de l'annexe PEN ;
$Q_{water,ncalc,res,unit\ l,gross\ woC,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une unité PEB habitation

individuelle l qui n'est pas une unité PER, sans tenir compte des pertes de la boucle de circulation/combilus, en MJ, tels que déterminés au § 9.3.2 ;

$\eta_{\text{water,circ p,unit } l,m}$ la contribution mensuelle au rendement du système des pertes de la boucle de circulation p d'une unité PEB habitation individuelle 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 d'une douche n située dans un bâtiment à destination non résidentielle et non-industrielle et qui ne fait pas partie d'une unité PEN, sans tenir compte des pertes de la boucle de circulation/combilus, en MJ, tels que déterminés au § 9.3.2 ;

$\eta_{\text{water,circ p,bath } n,m}$ la contribution mensuelle au rendement du système des pertes de la boucle de circulation p d'une baignoire ou d'une douche n située dans un bâtiment 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 destinée à un évier de cuisine o situé dans un bâtiment à destination non résidentielle et non-industrielle et qui ne fait pas partie d'une unité PEN, sans tenir compte des pertes de la boucle de circulation/combilus, en MJ, tels que déterminés au § 9.3.2 ;

$\eta_{\text{water,circ p,sink } o,m}$ la contribution mensuelle au rendement du système des pertes de la boucle de circulation p d'un évier de cuisine o situé dans un bâtiment 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 une sommation sur :

- tous les capteurs j qui constituent le système solaire thermique ;
- tous les secteurs énergétiques i , situés dans des unités PER ou PEN auxquels le système d'énergie solaire thermique fournit de la chaleur ;
- tous les humidificateurs q , situés dans des unités PEN et auxquels le système d'énergie solaire fournit de la chaleur ;
- l'ensemble des douches, baignoires et éviers de cuisine k , situés dans des unités PER ou PEN et auxquels le système d'énergie solaire fournit de la chaleur pour la préparation de l'eau chaude sanitaire ;
- tous les autres points de puisages k pour l'eau chaude sanitaire, situés dans des unités PEN et auxquels le système d'énergie solaire fournit de la chaleur pour la préparation de l'eau chaude sanitaire ;
- toutes les unités de logement l , qui ne sont pas une unité PER et auxquelles le système d'énergie solaire fournit de la chaleur ;
- l'ensemble des douches et baignoires n et éviers de cuisine o auxquels le système d'énergie solaire fournit de la chaleur pour la préparation de l'eau chaude sanitaire situé dans un bâtiment à destination non résidentielle et non-industrielle et auxquels le système d'énergie solaire fournit de la chaleur pour la préparation de l'eau chaude sanitaire.

10.4.2 Contribution énergétique utile mensuelle d'un système d'énergie solaire thermique pour l'eau chaude sanitaire

On détermine la contribution mensuelle utile (comme part de la demande totale de chaleur de l'installation) d'un système d'énergie solaire thermique qui participe uniquement à la préparation de l'eau chaude sanitaire comme suit :

$$\text{Eq. 370} \quad \text{Si } Q_{as,demand,water,m} = 0 : \quad \begin{aligned} f_{as,water,bath\ i,m} &= f_{as,water,sink\ i,m} \\ &= f_{as,water,other\ i,m} = 0 \end{aligned} \quad (-)$$

$$\text{Si } Q_{as,demand,water,m} \neq 0 : \quad \begin{aligned} f_{as,water,bath\ i,m} &= f_{as,water,sink\ i,m} = f_{as,water,other\ i,m} \\ &= \min \left\{ \max \left(0 ; \frac{Q_{as,out,water,m}}{Q_{as,demand,water,m}} \right) ; 1 \right\} \end{aligned} \quad (-)$$

avec :

$Q_{as,out,water,m}$ l'énergie solaire mensuelle utile à la production d'eau chaude sanitaire fournie par le système solaire thermique, compte tenu des pertes du ballon d'eau chaude, telle que définie au § 10.4.3, en MJ ;

$Q_{as,demand,water,m}$ la demande mensuelle en chaleur pour l'eau chaude sanitaire à laquelle le système solaire thermique contribue, en MJ, telle que déterminée au § 10.4.1.

10.4.3 Contribution énergétique utile mensuelle d'un système d'énergie solaire thermique pour l'eau chaude sanitaire, compte tenu des pertes de stockage

On détermine la contribution énergétique utile mensuelle d'un système d'énergie solaire thermique pour l'eau chaude sanitaire, compte tenu des pertes 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 :

$$\text{Eq. 372} \quad \begin{aligned} &Q_{as,woL,water,m} = \\ &\max \left\{ 0 ; \left(\begin{aligned} &1,111 \cdot Y_{as,water,m} - 0,070 \cdot X_{as,water,m} \\ &-0,265 \cdot Y_{as,water,m}^2 + 0,002 \cdot X_{as,water,m}^2 \\ &+ 0,023 \cdot Y_{as,water,m}^3 \end{aligned} \right) \cdot Q_{as,demand,water,m} \right\} \end{aligned} \quad (\text{MJ})$$

avec :

$Q_{as,woL,water,m}$ l'énergie mensuelle utile qui peut être fournie par le système solaire thermique pour l'eau chaude sanitaire, sans compter les pertes du ballon d'eau chaude, en MJ ;

$Q_{as,loss,stor,water,m}$ les pertes mensuelles de stockage du système solaire thermique liées à l'eau chaude sanitaire, comme 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 solaire thermique, telle que définie 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 solaire thermique, telle que définie au § 10.4.3.1, (-) ;
$Q_{as,demand,water,m}$	la demande mensuelle en chaleur pour l'eau chaude sanitaire à laquelle le système solaire thermique contribue, comme définie au § 10.4.1, en MJ.

10.4.3.1 Variable auxiliaire X pour le soutien à la production d'eau chaude sanitaire par un système solaire thermique

On détermine la valeur mensuelle de la variable auxiliaire X pour le soutien à la production d'eau chaude sanitaire par un système solaire thermique comme suit :

Eq. 373 Si le système solaire thermique ne fournit que de l'eau chaude sanitaire

ou si $\sum_j A_{as,j} \leq 6 \text{ m}^2$:

$$X_{as,water,m} = \frac{\left(0,9 \cdot \left(\sum_j A_{as,j} \right) \cdot H_{as,loop} \cdot \begin{pmatrix} 58,8 + 3,86 \cdot \theta_{coldwater,m} \\ -2,32 \cdot \theta_{e,m} \end{pmatrix} \cdot f_{as,stor} \cdot t_m \right)}{Q_{as,demand,water,m}} \quad (-)$$

Dans les autres cas :

$$X_{as,water,m} = \frac{\left(0,9 \cdot \left(\sum_j A_{as,j} \right) \cdot H_{as,loop} \cdot \begin{pmatrix} 58,8 + 3,86 \cdot \theta_{coldwater,m} \\ -2,32 \cdot \theta_{e,m} \end{pmatrix} \cdot f_{as,stor} \cdot t_m \right)}{Q_{as,demand,water,m} + Q_{as,demand,heat,m}} \quad (-)$$

avec :

$A_{as,j}$	la surface d'entrée du capteur j du système d'énergie solaire thermique, déterminée selon la norme NBN EN ISO 9806 (dans laquelle elle est désigné par le symbole et l'indice A_G), en m^2 ;
$H_{as,loop}$	le coefficient de transfert de chaleur du circuit de capteurs (capteur+conduites), comme déterminé ci-dessous, en $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$;
$\theta_{coldwater,m}$	la température mensuelle de l'eau froide, fixée conventionnellement à 10°C ;
$\theta_{e,m}$	la température extérieure moyenne mensuelle, en $^\circ\text{C}$, voir Tableau [1] ;
$f_{as,stor}$	le facteur de correction de la capacité du ballon d'eau chaude, comme déterminé ci-dessous, (-) ;
t_m	la longueur du mois considéré, en Ms, voir Tableau [1] ;
$Q_{as,demand,water,m}$	la demande mensuelle en chaleur pour l'eau chaude sanitaire à laquelle le système solaire thermique contribue, comme définie au § 10.4.1, en MJ.

$Q_{as,demand,heat,m}$ la demande mensuelle en chaleur pour le chauffage des locaux à laquelle le système solaire thermique contribue, comme définie au § 10.4.1, en MJ ;

Il faut faire une sommation sur tous les capteurs j qui constituent le système solaire thermique.

On détermine le coefficient de transfert de chaleur du circuit de capteurs comme suit :

$$\text{Eq. 374 } H_{as,loop} = a_1 + a_2 \cdot 40 + \frac{\left(5 + 0,5 \cdot \sum_j A_{as,j} \right)}{\sum_j A_{as,j}} \quad (\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}))$$

avec :

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 sont reprises dans le Tableau [39], en fonction du type de capteur. Dans le cas où plusieurs capteurs solaires sont raccordés sur le même circuit, le coefficient de déperdition thermique le plus élevé est retenu ;

a_2 la partie du coefficient de déperdition thermique dépendant de la température du capteur solaire, déterminée selon la norme NBN EN ISO 9806, en $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^2)$. Les valeurs par défaut sont reprises dans le Tableau [39], en fonction du type de capteur. Dans le cas où plusieurs capteurs solaires sont raccordés au circuit solaire, la partie du coefficient de déperdition thermique qui dépend de la température la plus élevée est retenue ;

$A_{as,j}$ la surface d'entrée du capteur j du système d'énergie solaire thermique, déterminée selon la norme NBN EN ISO 9806 (dans laquelle elle est désigné par le symbole et l'indice A_G), en m^2 .

Il faut faire une sommation sur tous les capteurs j qui constituent le système solaire thermique.

On détermine le facteur de correction de la capacité du ballon d'eau chaude, pour l'eau chaude sanitaire, comme suit :

$$\text{Eq. 375 } f_{as,stor} = \left(\frac{75 \cdot \sum_j A_{as,j}}{f_{stor,sys} \cdot V_{as,stor}} \right)^{0,25} \quad (-)$$

avec :

$A_{as,j}$ la surface d'entrée du capteur j du système d'énergie solaire thermique, déterminée selon la norme NBN EN ISO 9806 (dans laquelle elle est désigné par le symbole et l'indice A_G), en m^2 ;

$f_{stor,sys}$ le facteur de correction tenant compte du type de système (-). Pour les systèmes monovalents, ce facteur est égal à 1 ; pour les systèmes bivalents, ce facteur est égal à 0,6 ;

$V_{as,stor}$ le volume total du ballon d'eau chaude du système solaire thermique (y compris la partie qui est éventuellement réchauffée par le chauffage d'appoint), en litres.

Il faut faire une sommation sur tous les capteurs j qui constituent le système solaire thermique.

Tableau [39] : Valeurs par défaut des caractéristiques des capteurs

Paramètres	Capteur plan vitré	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 un système solaire thermique

On détermine la valeur mensuelle de la variable auxiliaire Y pour le soutien à la production d'eau chaude sanitaire par un système solaire thermique comme suit :

Eq. 376 Si le système solaire thermique ne fournit que de l'eau chaude sanitaire

$$\text{ou si } \sum_j A_{as,j} \leq 6 \text{ m}^2 : Y_{as,water,m} = \frac{0,9 \cdot \sum_j A_{as,j} \cdot I_{as,m,shad,j} \cdot IAM_j \cdot \eta_{0,j}}{Q_{as,demand,water,m}} \quad (-)$$

$$\text{Dans les autres cas : } Y_{as,water,m} = \frac{0,9 \cdot \sum_j A_{as,j} \cdot I_{as,m,shad,j} \cdot IAM_j \cdot \eta_{0,j}}{Q_{as,demand,water,m} + Q_{as,demand,heat,m}} \quad (-)$$

avec :

- $A_{as,j}$ la surface d'entrée du capteur j du système d'énergie solaire thermique, déterminée selon la norme NBN EN ISO 9806 (dans laquelle elle est désigné par le symbole et l'indice A_c), en m^2 ;
- $I_{as,m,shad,j}$ l'ensoleillement du capteur j pour le mois considéré, compte tenu de l'ombrage, en MJ/m^2 , déterminé selon l'Annexe C de la présente annexe ;
- IAM_j le facteur d'angle d'incidence du capteur j , déterminé selon la norme NBN EN ISO 9806, (-). Les valeurs par défaut se retrouvent dans le Tableau [39] en fonction du type de capteur ;
- $\eta_{0,j}$ le rendement du capteur j lorsqu'il n'y a aucune déperdition thermique vers l'ambiance (rendement optique ou rendement de crête), déterminé selon la norme NBN EN ISO 9806, (-). Les valeurs par défaut se retrouvent dans le Tableau [39] en fonction du type de capteur ;
- t_m la longueur du mois considéré, en M_s , voir Tableau [1] ;
- $Q_{as,demand,water,m}$ la demande mensuelle en chaleur pour l'eau chaude sanitaire à laquelle le système solaire thermique contribue, comme définie au § 10.4.1, en MJ.
- $Q_{as,demand,heat,m}$ la demande mensuelle en chaleur pour le chauffage des locaux à laquelle le système solaire thermique contribue, comme définie au § 10.4.1, en MJ.

Il faut faire une sommation sur tous les capteurs j qui constituent le système solaire thermique.

10.4.3.3 Pertes mensuelles de stockage du système solaire thermique liées à l'eau chaude sanitaire

On détermine les pertes mensuelles de stockage du système solaire thermique liées à l'eau chaude sanitaire comme suit :

Eq. 377 Si le système solaire thermique ne fournit que de l'eau chaude sanitaire ou si $\sum_j A_{as,j} \leq 6 \text{ m}^2$:

$$Q_{as,loss,stor,water,m} = \max \left\{ 0; \left[H_{as,stor} \cdot f_{stor,sys} \cdot \left(\begin{array}{c} \theta_{coldwater,m} + (60 - \theta_{coldwater,m}) \cdot f_{as,wol,water,m} \\ - \theta_{as,stor,amb,m} \end{array} \right) \right] \cdot f_{as,wol,water,m} \cdot t_m \right\} \quad (MJ)$$

Dans les autres cas :

$$Q_{as,loss,stor,water,m} = \max \left\{ 0; \left[H_{as,stor} \cdot f_{stor,sys} \cdot \left(\begin{array}{c} \theta_{coldwater,m} + (60 - \theta_{coldwater,m}) \cdot f_{as,wol,water,m} \\ - \theta_{as,stor,amb,m} \end{array} \right) \right] \cdot f_{as,wol,water,m} \cdot t_m \cdot \left(\frac{Q_{as,demand,water,m}}{Q_{as,demand,water,m} + Q_{as,demand,heat,m}} \right) \right\} \quad (MJ)$$

où :

$$\text{Eq. 378 } f_{as,wol,water,m} = \min \left(1; \frac{Q_{as,wol,water,m}}{Q_{as,demand,water,m}} \right) \quad (-)$$

avec :

- $H_{as,stor}$ le coefficient de transfert thermique total du ballon d'eau chaude, comme déterminé ci-dessous, en W/K ;
- $f_{stor,sys}$ le facteur de correction tenant compte du type de système (-). Pour les systèmes monovalents, ce facteur est égal à 1, pour les systèmes bivalents, ce facteur équivaut à 0,6 ;
- $\theta_{coldwater,m}$ la température mensuelle de l'eau froide, fixée conventionnellement à 10°C ;
- $f_{as,wol,water,m}$ la fraction solaire utile (comme part de la demande totale de chaleur) du système solaire thermique pour la production d'eau chaude sanitaire, sans tenir compte des pertes du ballon d'eau chaude, (-) ;
- $\theta_{as,stor,amb,m}$ la température moyenne mensuelle de l'ambiance (du local) où se situe le ballon d'eau chaude, en °C :
- si le ballon d'eau chaude se situe dans le volume protégé : $\theta_{as,stor,amb,m} = 18$;

- si le ballon d'eau chaude se situe dans un espace adjacent non chauffé : $\theta_{as,stor,amb,m} = 11 + 0,4 \cdot \theta_{e,m}$;

- si le ballon d'eau chaude est situé à l'extérieur : $\theta_{as,stor,amb,m} = \theta_{e,m}$;

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

t_m la longueur du mois considéré, en Ms, voir Tableau [1] ;

$Q_{as,demand,water,m}$ la demande mensuelle en chaleur pour l'eau chaude sanitaire à laquelle le système solaire thermique contribue, comme définie au § 10.4.1, en MJ.

$Q_{as,demand,heat,m}$ la demande mensuelle en chaleur pour le chauffage des locaux à laquelle le système solaire thermique contribue, comme définie au § 10.4.1, en MJ ;

$Q_{as,woL,water,m}$ l'énergie mensuelle utile pour l'eau chaude sanitaire qui peut être fournie par le système solaire thermique, sans compter les pertes du ballon d'eau chaude, comme déterminée au § 10.4.3, en MJ.

On détermine le coefficient de transfert de chaleur total du ballon d'eau chaude, $H_{as,stor}$, comme suit :

Si $V_{as,stor} \leq 2000$, on détermine $H_{as,stor}$ selon la norme NBN EN 12977-3 ou par défaut suivant la formule :

$$\text{Eq. 379 } H_{as,stor} = \frac{31 + 16,66 \cdot V_{as,stor}^{0,4}}{45} \quad (\text{W/K})$$

Si : $V_{as,stor} > 2000$:

$$\text{Eq. 380 } H_{as,stor} = \frac{16,66 + 8,33 \cdot V_{as,stor}^{0,4}}{45} \quad (\text{W/K})$$

avec :

$V_{as,stor}$ le volume total du ballon d'eau chaude du système solaire thermique (y compris la partie éventuellement réchauffée par un chauffage d'appoint), en litres.

10.4.4 Energie mensuelle utile pour le chauffage des locaux par un système solaire thermique

On détermine l'énergie mensuelle utile pour le chauffage des locaux par un système solaire thermique comme suit :

$$\text{Eq. 381 } Q_{as,out,heat,m} = \max \left\{ 0; \begin{pmatrix} 1,111 \cdot Y_{as,heat,m} - 0,070 \cdot X_{as,heat,m} \\ -0,265 \cdot Y_{as,heat,m}^2 + 0,002 \cdot X_{as,heat,m}^2 \\ + 0,023 \cdot Y_{as,heat,m}^3 \end{pmatrix} \cdot Q_{as,demand,heat,m} \right\} \quad (\text{MJ})$$

où :

$Y_{as,heat,m}$	la valeur mensuelle de la variable auxiliaire Y pour le soutien au chauffage des locaux par le système solaire thermique, comme définie au § 10.4.4.2, (-) ;
$X_{as,heat,m}$	la valeur mensuelle de la variable auxiliaire X pour le soutien au chauffage des locaux par le système solaire thermique, comme définie au § 10.4.4.1, (-) ;
$Q_{as,demand,heat,m}$	la demande mensuelle de chaleur pour le chauffage des locaux à laquelle le système solaire contribue, comme définie au § 10.4.1, en MJ.

10.4.4.1 Variable auxiliaire X pour le soutien de chauffage des locaux par un système solaire thermique

On détermine la variable auxiliaire X pour le soutien de chauffage des locaux par un système solaire thermique comme suit :

$$\text{Eq. 382 } X_{as,heat,m} = \frac{0,9 \cdot \left[\sum_j A_{as,j} \right] \cdot H_{as,loop} \cdot (88,75 - \theta_{e,m}) \cdot f_{as,stor} \cdot t_m}{Q_{as,demand,water,m} + Q_{as,demand,heat,m}} \quad (-)$$

avec :

$A_{as,j}$	la surface d'entrée du capteur j du système d'énergie solaire thermique, déterminée selon la norme NBN EN ISO 9806 (dans laquelle elle est désigné par le symbole et l'indice A_c), en m^2 ;
$H_{as,loop}$	le coefficient de transfert de chaleur du circuit capteur (capteur+conduites), comme déterminé au § 10.4.3.1, en $W/(m^2 \cdot K)$;
$\theta_{e,m}$	la température extérieure moyenne mensuelle, en $^{\circ}C$, voir Tableau [1] ;
$f_{as,stor}$	le facteur de correction de la capacité du ballon d'eau chaude, comme déterminé ci-dessous, (-) ;
t_m	la longueur du mois considéré, en Ms, voir Tableau [1] ;
$Q_{as,demand,water,m}$	la demande mensuelle en chaleur pour l'eau chaude sanitaire à laquelle le système solaire thermique contribue, comme définie au § 10.4.1, en MJ.
$Q_{as,demand,heat,m}$	la demande mensuelle de chaleur pour le chauffage des locaux à laquelle le système solaire contribue, comme définie au § 10.4.1, en MJ.

Il faut effectuer une sommation sur tous les capteurs j qui constituent le système solaire thermique.

10.4.4.2 Variable auxiliaire Y pour le soutien de chauffage des locaux par un système solaire thermique

On détermine la variable auxiliaire Y pour le soutien de chauffage des locaux par un système solaire thermique comme suit :

$$\text{Eq. 383 } Y_{as,heat,m} = \frac{0,9 \cdot \left[\sum_j A_{as,j} \cdot I_{as,m,shad,j} \cdot IAM_j \cdot \eta_{0,j} \right]}{Q_{as,demand,water,m} + Q_{as,demand,heat,m}} \quad (-)$$

avec :

$A_{as,j}$	la surface d'entrée du capteur j du système d'énergie solaire thermique, déterminée selon la norme NBN EN ISO 9806 (dans laquelle elle est désigné par le symbole et l'indice A_G), en m^2 ;
$I_{as,m,shad,j}$	l'ensoleillement du capteur j pour le mois considéré, compte tenu de l'ombrage, en MJ/m^2 , déterminé selon l'Annexe C de la présente annexe ;
IAM_j	le facteur d'angle d'incidence du capteur j , déterminé selon la norme NBN EN ISO 9806, (-). Les valeurs par défaut se retrouvent dans le Tableau [39] en fonction du type de capteur ;
$\eta_{0,j}$	le rendement du capteur j lorsqu'il n'y a aucune déperdition thermique vers l'ambiance (rendement optique ou rendement de crête), déterminé selon la norme NBN EN ISO 9806, (-). Les valeurs par défaut se retrouvent dans le Tableau [39] en fonction du type de capteur ;
t_m	la longueur du mois considéré, en Ms, voir Tableau [1] ;
$Q_{as,demand,water,m}$	la demande mensuelle en chaleur pour l'eau chaude sanitaire à laquelle le système solaire thermique contribue, comme définie au § 10.4.1, en MJ.
$Q_{as,demand,heat,m}$	la demande mensuelle de chaleur pour le chauffage des locaux à laquelle le système solaire contribue, comme définie au § 10.4.1, en MJ.

Il faut effectuer une sommation sur tous les capteurs j qui constituent le système solaire thermique.

10.5 Consommation d'énergie mensuelle équivalente 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 refroidissement fictive équivalente, voir chapitre 8.

On détermine la consommation d'électricité mensuelle équivalente pour le refroidissement comme suit :

$$\text{Eq. 115 } Q_{cool,final,sec i,m} = \frac{Q_{cool,net,sec i,m}}{8,1} \quad (\text{kWh})$$

avec :

$Q_{cool,net,sec i,m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement d'un secteur énergétique i , calculés selon le § 8.5 ;
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 des auxiliaires

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

La consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique pour la distribution est déterminée dans ce chapitre. La conversion en énergie primaire se fait au § 13.5.

En ce qui concerne le refroidissement, aucune énergie auxiliaire ne doit être calculée pour la distribution. Il est considéré par convention que celle-ci est déjà prise en compte dans la détermination de la consommation d'énergie mensuelle équivalente pour le refroidissement (voir le § 10.5).

11.1.1.2 Règle de calcul pour 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 puissance installée du circulateur j desservant l'unité PER considérée, telle que définie au § 11.1.1.3, en W ;
$t_{\text{on,dis,j,m}}$	le temps de fonctionnement mensuel du circulateur j pour la distribution, tel que défini au § 11.1.1.4, en Ms.

Il faut 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 le 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, nommée $P_{L,100\%}$, selon le Règlement (CE) 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 délivrer en service continu, déterminée selon la norme NBN EN 60034-1 pour "Service type S1".

A défaut de donnée de produit, les valeurs par défaut suivantes peuvent être utilisées, en fonction du type de distribution :

- dans le cas de distribution pour le chauffage :

$$\text{Eq. 305 } P_{\text{pumps,dis,instal},j} = \text{MAX}(70 ; 0,084 \cdot \sum_i V_{\text{sec } i}) \quad (\text{W})$$

avec :

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

Il faut faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i desservis par le circulateur j .

- dans le cas de distribution de l'eau chaude sanitaire (conduite de circulation) :

$$\text{Eq. 306 } P_{\text{pumps,dis,instal},j} = \text{MAX} \left(25 ; \frac{\Delta p_{\text{pumps}}}{\eta_{\text{pumps}}} \cdot f_{\text{insul,circ } k} \cdot \frac{\sum_j \frac{l_{\text{circ } k,j} \cdot (60 - \theta_{\text{amb,January},j})}{R_{1,j}}}{\rho_w \cdot c_w \cdot \Delta \theta} \right) \quad (\text{W})$$

- dans le cas d'une combinaison de distribution de l'eau chaude sanitaire et de distribution pour le chauffage (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, déterminée comme mentionné 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 du circulateur. Celui-ci est établi par convention égal à 0,2, (-) ;
$\theta_{\text{amb,January},j}$	la température ambiante moyenne pour le mois de janvier du segment de conduite j , en °C, telle que déterminée au § 9.3.2.2 ;
$R_{1,j}$	la résistance thermique linéaire $R_{1,j}$ du segment j , en m.K/W , telle que déterminée au § E.3 ;
ρ_w	la densité de l'eau, en kg/m^3 . Celle-ci est prise par convention égale à 998 kg/m^3 ;
c_w	la capacité thermique spécifique de l'eau, en J/(kg.K) . Celle-ci est prise par convention égale à 4182 J/(kg.K) ;
$\Delta \theta$	la différence de température entre le départ et le retour, en K. Celle-ci est prise par convention égale à 5 K.

Il faut faire la somme sur tous les segments j de la conduite de circulation k qui sont desservis par le circulateur j .

La hauteur manométrique minimale est donné par :

$$\text{Eq. 308 } \Delta p_{\text{pumps}} = \sum_l l_{\text{circ } k,l} \cdot 300 \quad (\text{Pa})$$

avec :

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

Il faut faire la somme sur tous les segments l de la conduite de circulation k qui sont desservis par le circulateur j.

Si un circulateur dessert plusieurs unités PEN et/ou PER, la puissance du circulateur ($P_{pumps,dis,instal,j}$) doit être répartie de façon proportionnelle entre ces unités PEN et/ou PER sur base des besoins bruts de chaleur des unités respectives. Dans le cas de distribution de chaleur pour le chauffage, la répartition doit être faite sur base des besoins bruts en énergie pour le chauffage. Dans le cas d'une distribution de l'eau chaude sanitaire ou d'un combilus, la répartition doit être faite sur base des besoins bruts en eau chaude sanitaire.

11.1.1.4 Détermination du temps de fonctionnement $t_{on,dis,j,m}$

Le temps de fonctionnement mensuel du circulateur j, $t_{on,dis,j,m}$, en Ms, est déterminé en fonction du type de distribution, de la manière suivante.

- Pour les circulateurs pour la distribution d'eau chaude sanitaire (conduite de circulation) et les circulateurs dans les combilus utilisés toute l'année :

$$\text{Eq. 309 } t_{on,dis,j,m} = t_m \quad (\text{Ms})$$

- Pour les circulateurs dans les combilus utilisés uniquement pendant la période hivernale :

- Pour les mois pour lesquels $Q_{heat,net,sec i,m} = 0$:

$$\text{Eq. 447 } t_{on,dis,j,m} = 0 \quad (\text{Ms})$$

- Pour tous les autres mois :

$$\text{Eq. 448 } t_{on,dis,j,m} = t_m \quad (\text{Ms})$$

- Pour les circulateurs pour la distribution pour le chauffage :

$$\text{Eq. 310 } t_{on,dis,j,m} = \max(t_{on,dis,heat,j,m,sec i}) \quad (\text{Ms})$$

avec :

t_m la longueur du mois considéré, en Ms, reprise du Tableau [1], en Ms ;

$t_{on,dis,heat,j,m,sec i}$ le temps de fonctionnement mensuel du circulateur j pour la distribution pour le chauffage dans le secteur énergétique i, déterminé comme indiqué ci-dessous, in Ms.

Le temps de fonctionnement mensuel du circulateur j pour la distribution pour le chauffage dans le secteur énergétique i, $t_{on,dis,heat,j,m,sec i}$, est déterminé comme suit :

- pour un circulateur à rotor noyé avec régulation (excepté régulation marche/arrêt) dont le EEI est connu :

$$\text{Eq. 311 } t_{on,dis,heat,j,m,sec i} = \text{MIN} \left(t_{heat,sec i, m} \cdot \left(0,6 + 0,625 \cdot \frac{\text{EEI}}{0,23} \right) ; t_m \cdot \frac{1}{2} \right) \quad (\text{Ms})$$

- pour un circulateur à rotor ventilé avec régulation (excepté régulation marche/arrêt) :

$$\text{Eq. 312 } t_{\text{on,dis,heat,j,m,sec } i} = \text{MIN} \left(t_{\text{heat,sec } i, m} ; t_m \cdot \frac{1}{2} \right) \quad (\text{Ms})$$

- pour un circulateur avec régulation marche/arrêt ou pour un circulateur à rotor noyé avec régulation (excepté régulation marche/arrêt) dont le EEI est inconnu :

$$\text{Eq. 313 } t_{\text{on,dis,heat,j,m,sec } i} = t_m \cdot \frac{1}{2} \quad (\text{Ms})$$

- dans tous les autres cas ou si la régulation est inconnue :

$$\text{Eq. 314 } t_{\text{on,dis,heat,j,m,sec } i} = t_m \quad (\text{Ms})$$

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 ;
EEI	l'indice d'efficacité énergétique, selon le Règlement (CE) n° 641/2009, (-) ;
t_m	la longueur du mois considéré, en Ms, reprise du Tableau [1], en Ms.

11.1.2 Energie auxiliaire électrique pour la production

11.1.2.1 Principe

La consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique des auxiliaires pour la production de chaleur est déterminée dans ce chapitre. La conversion en consommation d'énergie primaire s'effectue au § 13.5.

En ce qui concerne le refroidissement, aucune énergie auxiliaire ne doit être calculée pour la production. Celle-ci est déjà prise en compte dans le rendement de production forfaitaire.

11.1.2.2 Règle de calcul pour l'énergie auxiliaire électrique pour la production

11.1.2.2.1 Règle de calcul générale

On détermine la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire pour la production dans l'unité PER, $W_{\text{aux,gen,m}}$, comme suit :

$$\text{Eq. 315 } W_{\text{aux,gen,m}} = W_{\text{throttle/fans,gen,m}} + W_{\text{electr,gen,m}} \quad (\text{kWh})$$

avec :

$W_{\text{throttle/fans,gen,m}}$	la consommation mensuelle d'électricité des vannes gaz et/ou des ventilateurs des générateurs de l'unité PER considérée, définie selon le § 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 générateurs de l'unité PER considérée, définie comme ci-dessous, en kWh.

$W_{\text{electr,gen,m}}$ est défini selon :

$$\text{Eq. 316 } W_{\text{electr,gen, m}} = \sum_j P_{\text{electr,gen, j}} \cdot \frac{t_m}{3,6} \quad (\text{kWh})$$

avec :

$P_{\text{electr,gen,j}}$ la puissance des pertes en mode veille de l'électronique pour la production, en W. Par générateur j , la puissance des pertes est définie égale à 10 W ;

t_m la longueur du mois considéré, en Ms, reprise du Tableau [1], en Ms.

Il faut toujours faire la somme sur tous les générateurs j qui desservent l'unité PER.

Si un générateur dessert plusieurs unités PEN et/ou PER, la puissance des pertes en mode veille doit être répartie de façon proportionnelle sur base des besoins bruts totaux des unités PEN et/ou PER concernées. Si le générateur ne sert qu'au chauffage, alors la répartition doit être faite sur base des besoins bruts pour le chauffage. Si le générateur ne sert qu'à la production d'eau chaude sanitaire, alors la répartition doit être faite sur base des besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire. Si le générateur sert aux deux, alors la répartition doit être faite sur base des besoins bruts en énergie pour le chauffage et pour l'eau chaude sanitaire.

Si, lors de l'application de la règle de répartition ci-dessus, le générateur de chaleur sert à l'humidification d'une ou plusieurs unités PEN, les besoins bruts pour l'humidification des unités PEN desservies doivent être ajoutés aux besoins bruts pour le chauffage et/ou d'eau chaude sanitaire.

Si, lors de l'application de la règle de répartition ci-dessus, le générateur de chaleur délivre de la chaleur à une machine de refroidissement par absorption qui dessert une ou plusieurs unités PEN, la chaleur livrée à la machine de refroidissement par absorption et qui est nécessaire pour couvrir la demande de refroidissement des unités PEN desservies doit être ajoutée aux besoins bruts pour le chauffage et/ou pour l'eau chaude sanitaire et/ou pour l'humidification. La chaleur délivrée à la machine de refroidissement par absorption est déterminée pour chaque unité PEN desservie comme la contribution de la machine de refroidissement à absorption aux besoins bruts pour le refroidissement des locaux, $Q_{\text{cool,gross}}$, divisé par le coefficient d'efficacité frigorifique, EER_{nom} .

11.1.2.2.2 Exceptions

Pour les générateurs d'eau chaude sanitaire dont les rendements de production et de stockage sont calculés selon le § 10.3.3.4.1 et pour les générateurs de chauffage 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 du générateur est déjà prise en compte et ne doit plus être comptabilisée dans l'Eq. 315.

La consommation éventuelle d'énergie auxiliaire par les appareils de chauffage locaux, à l'exception des poêles à pellets dont la puissance nominale est inférieure ou égale à 50 kW, des poêles à charbon et des poêles à bois qui ne sont pas des poêles à pellets, pour lesquels le rendement de production est déterminé selon le § 10.2.3.2.4, est déjà prise en compte dans le rendement de production et n'est donc plus considérée à nouveau dans les calculs.

11.1.2.3 Définition de la consommation mensuelle d'électricité des 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 défini comme suit :

Eq. 317 $W_{throttle/fans, gen, m} = \sum_j P_{throttle/fans,gen,spec} \cdot P_{throttle/fans,gen,j} \cdot \frac{t_{on,gen,j,m}}{3,6}$ (kWh)

où :

$P_{throttle/fans,gen,spec}$ la puissance spécifique pour la production des générateurs possédant un ventilateur et/ou une vanne gaz, considérée égale à 1 W/kW ;

$P_{throttle/fans,gen,j}$ la puissance nominale du générateur j, en kW ;

$t_{on,gen,j,m}$ le temps de fonctionnement mensuel de la vanne gaz et/ou du ventilateur du générateur j, défini suivant le § 11.1.2.3.2, en Ms.

Il faut toujours faire la somme sur tous les générateurs j qui desservent l'unité PER et qui font usage d'une vanne gaz et/ou d'un ventilateur.

Si un générateur dessert plusieurs unités PEN et/ou PER, la puissance nominale du générateur dans l'Eq. 317 doit être répartie de façon proportionnelle entre les unités PEN et/ou PER concernées sur base des besoins bruts totaux des unités PEN et/ou PER concernées. Si le générateur ne sert qu'au chauffage, alors la répartition doit être faite sur base des besoins bruts pour le chauffage. Si le générateur ne sert qu'à la production d'eau chaude sanitaire, alors la répartition doit être faite sur base des besoins bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire. Si le générateur sert aux deux, alors la répartition doit être faite sur base des besoins bruts en énergie pour le chauffage et pour l'eau chaude sanitaire.

11.1.2.3.2 Définition du temps de fonctionnement $t_{on,gen,j,m}$

$t_{on,gen,j,m}$ est défini comme suit :

Eq. 318 $t_{on,gen,j,m} = \text{MIN} \left(t_m ; \frac{\left(\sum_i Q_{heat,gross,sec i,m} + \sum_k Q_{water,bath k,gross,m} + \sum_k Q_{water,sink k,gross,m} + \sum_k Q_{water,other k,gross,m} + \sum_l Q_{hum,net,l} + \sum_o \sum_n \frac{Q_{cool,gross,sec n,m}}{EER_{nom,o}} \right)}{P_{throttle/fans,gen,j} \cdot 1000} \right)$ (Ms)

où :

t_m la longueur du mois considéré, en Ms, reprise 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 PEN pour les unités PEN, en MJ, pour autant que ces besoins soient couverts par le générateur j en accord avec le § 10.2.2 de la présente annexe pour les unités PER ou avec le § 7.2.1 de l'annexe PEN pour les unités PEN ;

$Q_{water,bath\ l,gross,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'une douche ou d'un bain k , déterminés selon le § 9.3.1 de la présente annexe pour les unités PER et selon le § 6.5 de l'annexe PEN pour les unités PEN, en MJ, pour autant que ces besoins soient couverts par le générateur j en accord avec le § 10.3.2 de la présente annexe pour les unités PER ou avec le § 7.6 de l'annexe PEN pour les unités PEN ;
$Q_{water,sink\ l,gross,m}$	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 PEN pour les unités PEN, en MJ, pour autant que ces besoins soient couverts par le générateur j en accord avec le § 10.3.2 de la présente annexe pour les unités PER ou avec le § 7.6 de l'annexe PEN pour les unités PEN ;
$Q_{water,other\ k,gross,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour l'eau chaude sanitaire d'un autre point de puisage k , déterminés selon le § 6.5 de l'annexe PEN, en MJ, pour autant que ces besoins soient couverts par le générateur j en accord avec le § 7.6 de l'annexe PEN ;
$Q_{hum,net,l,m}$	les besoins mensuels nets en énergie pour l'humidification de l'appareil d'humidification l , déterminés selon le § 5.11 de l'annexe PEN, en MJ, pour autant que ces besoins soient couverts par le générateur j en accord avec le § 7.2.1 de l'annexe PEN ;
$Q_{cool,gross,sec\ n,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le refroidissement des locaux du secteur énergétique n , fourni par la machine de refroidissement par absorption, déterminés selon le § 6.2 de l'annexe PEN, en MJ, pour autant que ces besoins soient couverts par la machine de refroidissement par absorption o en accord avec le § 7.2.2 de l'annexe PEN et pour autant que la chaleur pour la machine de refroidissement par absorption o soit couverte par le générateur j en accord avec le § 7.2.1 de l'annexe PEN ;
$EER_{nom,o}$	le coefficient d'efficacité frigorifique de la machine de refroidissement par absorption o , déterminé selon le § 7.5.2 de l'annexe PEN, (-) ;
$P_{throttle/fans,gen,j}$	la puissance nominale du générateur j , en kW.

Il faut toujours faire la somme sur :

- tous les secteurs énergétiques i (dans l'unité PEN considéré ou dans une autre unité PEN ou PER) qui sont desservis par le générateur j ;
- tous les bains ou douches k (dans l'unité PEN considéré ou dans une autre unité PEN ou PER) et/ou les éviers de cuisine k qui sont desservis par le générateur j ;
- tous les éviers de cuisine k (dans l'unité PEN considéré ou dans une autre unité PEN ou PER) qui sont desservis par le générateur j ;
- tous autres points de puisage k (dans l'unité PEN considéré ou dans une autre unité PEN) qui sont desservis par le générateur j ;
- tous les appareils d'humidification l (dans une unité PEN) qui sont desservis par le générateur j ;
- tous les secteurs énergétiques n (dans une unité PEN) qui sont desservis par la machine de refroidissement par absorption o et sur toutes les machines de refroidissement o qui sont desservis par le générateur j .

11.1.3 Consommation d'énergie auxiliaire d'un système solaire thermique

Pour déterminer la consommation d'énergie auxiliaire d'un système solaire thermique, on considère uniquement la consommation de la (des) pompe(s) du circuit capteur. Si aucun système solaire thermique ne dessert l'unité PER ou PEN, ou si le système solaire thermique n'est pas pris en considération, la consommation mensuelle d'électricité auxiliaire est égale à zéro. Dans le cas contraire, on détermine la consommation mensuelle d'électricité auxiliaire d'un système solaire thermique desservant l'unité PER ou PEN comme suit :

$$\text{Eq. 384 } W_{aux,as,m} = \left(\sum_k P_{pumps,as,k} \right) \cdot \frac{\left(\sum_j A_{as,j} \cdot I_{as,m,shad,j} \right)}{\sum_m \left(\sum_j A_{as,j} \cdot I_{as,m,shad,j} \right)} \cdot \frac{t_{on,as,a}}{3,6} \quad (\text{kWh})$$

met :

$P_{pumps,as,k}$	la puissance installée de la pompe primaire du circuit capteur k , comme définie ci-dessous, en W ;
$A_{as,j}$	la surface d'entrée du capteur j du système d'énergie solaire thermique, déterminée selon la norme NBN EN ISO 9806 (dans laquelle elle est désigné par le symbole et l'indice A_G), en m^2 ;
$I_{as,m,shad,j}$	l'ensoleillement du capteur j pour le mois considéré, compte tenu de l'ombrage, en MJ/m^2 , déterminé selon l'Annexe C de la présente annexe ;
$t_{on,as,a}$	la durée annuelle de fonctionnement de la (des) pompe(s) capteurs, fixée conventionnellement à 7,2 Ms (2000 heures).

Il faut effectuer une sommation sur tous les mois de l'année et sur toutes les pompes de circulation k et tous les capteurs j du système solaire thermique.

Lorsque le système solaire thermique alimente plusieurs unités PER et/ou PEN, la puissance de(s) pompe(s) ($P_{pumps,as,k}$) doit être répartie proportionnellement sur ces unités PER et/ou PEN sur base de la demande de chaleur brute des unités auxquelles le système contribue respectivement.

On détermine la puissance installée de la pompe du circuit capteur k comme suit :

- pour les pompes immergées : la puissance électrique moyenne mesurée avec 100% du débit, appelée $P_{L,100\%}$, selon le Règlement (UE) n° 641/2009 ;
- pour les pompes non immergées dont le moteur électrique est séparé du rotor : la puissance électrique maximale que le moteur électrique peut atteindre en fonctionnement continu déterminée selon la norme NBN EN 60034-1 pour "duty type S1".

Alternativement, la puissance de(s) pompe(s) est déterminée comme :

$$\text{Eq. 385 } \sum_k P_{pumps,as,k} = 25 + 2 \cdot \sum_j A_{as,j} \quad (\text{W})$$

Avec :

$A_{as,j}$	la surface d'entrée du capteur j du système d'énergie solaire thermique, déterminée selon la norme NBN EN ISO 9806 (dans laquelle elle est désigné par le symbole et l'indice A_G), en m^2 ;
------------	---

Il faut effectuer une sommation sur tous les capteurs j qui constituent le système solaire thermique.

11.2 Consommation mensuelle d'électricité des ventilateurs

11.2.1 Principe

Pour le calcul de la consommation électrique mensuelle des ventilateurs, on tient compte des ventilateurs présents dans les systèmes de ventilation mécanique pour la 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.

Les ventilateurs suivants ne sont donc pas pris en compte : ventilateurs supplémentaires pour d'autres applications (par exemple, une hotte) et ventilateurs pour la ventilation qui desservent uniquement des espaces sans exigence de ventilation hygiénique.

Pour le calcul de la consommation électrique, on a le choix entre une méthode simplifiée (méthode 1 - voir § 11.2.2) et un calcul détaillé (méthode 2 et méthode 3 - voir § 11.2.3). Le choix de la méthode 1, 2 ou 3 doit être fait pour l'ensemble de l'unité PER.

Par "mode ventilation", on entend, dans les paragraphes suivants, 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. Par "mode chauffage", on entend que le ventilateur fonctionne dans le but de transporter de l'air chauffé ((partiellement) recirculé) vers les espaces desservis, en combinaison ou non avec la ventilation hygiénique.

11.2.2 Consommation électrique mensuelle des ventilateurs - méthode simplifiée (méthode 1)

Si on choisit le calcul simplifié, la consommation électrique mensuelle totale des ventilateurs dans l'unité PER vaut :

$$\text{Eq. 261 } W_{\text{aux,fans,m}} = \sum_z W_{\text{aux,fans,zonez,m}} \quad (\text{kWh})$$

avec :

$W_{\text{aux,fans,zone z,m}}$ la consommation électrique mensuelle des ventilateurs dans la zone de ventilation z, en kWh, telle que déterminée ci-dessous.

Il faut faire une somme sur toutes les zones de ventilation de l'unité PER.

La consommation électrique mensuelle des ventilateurs est déterminée par zone de ventilation comme suit :

$$\text{Eq. 262 } W_{\text{aux,fans,zonez,m}} = t_m \cdot (f_{\text{vent,zonez,m}} \cdot \Phi_{\text{fans,vent,zonez}} + f_{\text{heat,zonez,m}} \cdot \Phi_{\text{fans,heat,zonez}}) / 3,6 \quad (\text{kWh})$$

avec :

t_m	la longueur du mois considérée, en Ms, voir Tableau [1] ;
$f_{vent,zone z,m}$	la fraction mensuelle conventionnelle du temps où les ventilateurs fonctionnent en mode ventilation, dans la zone de ventilation z, déterminée selon le § 11.2.2.3, (-) ;
$\Phi_{fans,vent,zone z}$	la valeur de calcul pour la puissance électrique de l'ensemble des ventilateurs qui fonctionnent en mode ventilation dans la zone de ventilation z, déterminée selon le § 11.2.2.1, en W ;
$f_{heat,zone z,m}$	la fraction mensuelle conventionnelle du temps où les ventilateurs fonctionnent en mode chauffage, dans la zone de ventilation z, déterminée selon le § 11.2.2.3, (-) ;
$\Phi_{fans,heat,zone z}$	la valeur de calcul pour la puissance électrique de l'ensemble des ventilateurs qui fonctionnent en mode chauffage dans la zone de ventilation z, déterminée selon le § 11.2.2.2, en W.

11.2.2.1 Valeur de calcul par défaut pour la puissance électrique en mode ventilation

La valeur de calcul pour la puissance électrique de l'ensemble des ventilateurs qui fonctionnent en mode ventilation dans la zone de ventilation z est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 412 } \Phi_{fans,vent,zone z} = f_1 \cdot \left[0.3 + 0.75 \cdot e^{\left(\frac{-V_{EPR}}{500}\right)} \right] \cdot \sum V_{sec i} \quad (W)$$

avec :

f_1	un facteur de puissance spécifique pris du Tableau [47], en W/(m ³ /h) ;
V_{EPR}	le volume total de l'unité PER, voir § 7.3, en m ³ ;
$V_{sec i}$	le volume du secteur énergétique i, en m ³ .

Il faut faire une somme sur le volume de tous les secteurs énergétiques i de la zone de ventilation considérée.

Tableau [47] : Valeurs de calcul par défaut pour le 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 repris comme source de chaleur pour une pompe à chaleur	0,44
Mécanique double flux avec utilisation de l'air repris comme source de chaleur pour une pompe à chaleur	1,12

11.2.2.2 Valeur de calcul par défaut pour la puissance électrique en mode chauffage

La valeur de calcul pour la puissance électrique de l'ensemble des ventilateurs qui fonctionnent en mode chauffage dans la zone de ventilation z est définie au Tableau [48].

Tableau [48] : Valeurs de calcul par défaut pour 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	s.o.	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 faut faire une somme sur le volume de tous les secteurs énergétiques i de la zone de ventilation considérée.

11.2.2.3 Détermination de la fraction mensuelle conventionnelle du temps où les ventilateurs fonctionnent en mode ventilation ou en mode chauffage

La fraction mensuelle conventionnelle du temps où les ventilateurs, dans la zone de ventilation z, fonctionnent en mode ventilation ou chauffage respectivement, est donnée par :

- si les ventilateurs, dans la zone de ventilation z, servent uniquement au chauffage et n'assurent pas de ventilation hygiénique, alors on a pour tous les mois :
 - $f_{\text{vent,zone } z,m} = 0$
 - $f_{\text{heat,zone } z,m}$ comme déterminé avec Eq. 264
- si les ventilateurs, dans la zone de ventilation z, servent uniquement à la ventilation hygiénique et n'assurent pas de chauffage par air, alors on a pour tous les mois :
 - $f_{\text{vent,zone } z,m} = 1$
 - $f_{\text{heat,zone } z,m} = 0$
- s'il y a, dans la zone de ventilation z, à la fois des ventilateurs qui servent à la ventilation hygiénique et des ventilateurs qui servent au chauffage par air (ou s'il y a des ventilateurs qui servent aux deux fonctions), alors on a pour chaque mois m :

$$\text{Eq. 263 } f_{\text{vent,zone } z,m} = 1 - f_{\text{heat,zone } z,m} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 264 } f_{\text{heat,zone } z,m} = \min \left[1; \sum_i Q_{\text{heat,gross,sec } i,m} / (1000 \cdot P_{\text{nom,zone } z} \cdot t_m) \right] \quad (-)$$

avec :

$Q_{\text{heat,gross,sec } i,m}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage d'un secteur énergétique i, déterminés selon le § 9.2.1, en MJ ;

$P_{nom, zone z}$ la somme des puissances nominales des unités de production d'air chaud qui desservent la zone de ventilation z , en kW ;
 t_m la longueur du mois considéré, en Ms, voir Tableau [1].

Il faut faire une somme sur tous les secteurs énergétiques i de la zone de ventilation z .

11.2.3 Consommation électrique mensuelle des ventilateurs - calcul détaillé

Si on choisit le calcul détaillé, la consommation électrique mensuelle totale des ventilateurs dans l'unité PER vaut :

$$\text{Eq. 265 } W_{aux,fans,m} = \sum_j W_{aux,fans,m,j} \quad (\text{kWh})$$

avec :

$W_{aux,fans,m,j}$ la consommation électrique mensuelle du ventilateur (groupe) j , en kWh, comme déterminée ci-dessous.

Il faut faire une somme sur tous les ventilateurs (groupes) j qui contribuent à la ventilation hygiénique de l'unité PER (alimentation et/ou évacuation et/ou recirculation) et tous les ventilateurs qui servent au chauffage par air (en combinaison ou non avec la ventilation hygiénique).

On détermine la consommation électrique mensuelle du ventilateur (groupe) j comme suit :

$$\text{Eq. 266 } W_{aux,fans,m,j} = t_m \cdot (f_{vent,m,j} \cdot \Phi_{fans,vent,j} + f_{heat,m,j} \cdot \Phi_{fans,heat,j}) / 3,6 \quad (\text{kWh})$$

avec :

t_m la longueur du mois considéré, en Ms, voir Tableau [1] ;
 $f_{vent,m,j}$ la fraction mensuelle conventionnelle du temps où les ventilateurs fonctionnent en mode ventilation, déterminée selon le § 11.2.3.3, (-) ;
 $\Phi_{fans,vent,m,j}$ la valeur de calcul pour la puissance électrique de tous les ventilateurs ensemble en mode ventilation, déterminée selon le § 11.2.3.1, en W ;
 $f_{heat,m,j}$ la fraction mensuelle conventionnelle du temps où les ventilateurs fonctionnent en mode chauffage, déterminée selon le § 11.2.3.3, (-) ;
 $\Phi_{fans,heat,m,j}$ la valeur de calcul pour la puissance électrique de tous les ventilateurs ensemble en mode chauffage, déterminée selon le § 11.2.3.2, en W.

11.2.3.1 Valeur de calcul pour la puissance électrique en mode ventilation - calcul détaillé

La valeur de calcul pour la puissance électrique en mode ventilation est déterminée au choix selon une des deux options suivantes :

- Option "méthode 2" : détermination de la valeur de calcul en un point de fonctionnement représentatif sur base de la puissance électrique installée (§ 11.2.3.1.1) ;

- Option "méthode 3" : détermination de la valeur de calcul en un point représentatif sur base de la puissance électrique mesurée en position nominale (§ 11.2.3.1.2).

Si un ventilateur (groupe) dessert plusieurs unités PEB (PER ou PEN¹⁵) (par exemple, un système centralisé pour plusieurs appartements), on détermine la valeur de calcul pour la puissance électrique de la zone z considérée en multipliant :

- la valeur de calcul totale déterminée ci-dessous,
- le rapport entre le maximum des débits exigés pour l'unité PER considérée et la somme des maximum des débits exigés pour toutes les zones de ventilation desservies par ce ventilateur.

Si un ventilateur (groupe) assure aussi l'alimentation et/ou l'évacuation dans des locaux sans exigences 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 base de la puissance électrique installée

La valeur de calcul est déterminée en même temps pour tous les ventilateurs qui desservent ensemble une zone de ventilation.

Si un ventilateur (groupe) dessert plusieurs zones de ventilation et/ou unités PEB (PER ou PEN), on détermine la valeur de calcul en même temps pour tous les ventilateurs qui desservent toutes ces zones de ventilation et/ou unités PEB.

La méthode consiste en deux étapes :

Etape 1 : détermination du rapport de débit entre le point de fonctionnement représentatif et la position nominale

On détermine le rapport de débit β_v comme décrit au § 11.2.3.1.3.

Etape 2 : détermination de la puissance électrique au point de fonctionnement représentatif

On détermine la puissance électrique en mode ventilation de chaque ventilateur (groupe) j au point de fonctionnement représentatif comme suit :

$$\text{Eq. 267 } \Phi_{\text{fans,vent},j} = f_{\text{ctrl},j} \cdot P_{\text{fans,max},j} \quad (\text{W})$$

avec :

$f_{\text{ctrl},j}$ un facteur de réduction qui tient compte du type de régulation du débit du système, pour le ventilateur (groupe) j, y inclus la ventilation 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 ventilateur (groupe) j, en W.

¹⁵ Si le ventilateur dessert aussi des destinations non résidentielles, il faut 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 base de la puissance électrique mesurée en position nominale

La valeur de calcul est déterminée en même temps pour tous les ventilateurs qui desservent ensemble une ou plusieurs zones de ventilation.

Si un ventilateur (groupe) dessert plusieurs unités PEB (PER ou PEN) différentes, on détermine la valeur de calcul en même temps pour tous les ventilateurs qui desservent toutes ces unités PEB.

La méthode consiste en trois étapes, avec des conditions accompagnant éventuelles :

Etape 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 qui sont desservis par les ventilateurs, on mesure ensuite le débit mécanique d'alimentation en air neuf $\dot{V}_{\text{mech. supply,rm } r}$ (pour les séjours, y inclus le débit de recirculation, le cas échéant) et/ou le débit mécanique d'extraction vers l'extérieur $\dot{V}_{\text{mech. extr,rmr}}$. Pour chaque ventilateur (groupe), on mesure ensuite la puissance électrique absorbée in situ, $P_{\text{fans,nom,j}}$, conformément aux règles définies par le Ministre.

Pour chaque espace r dans lequel un débit mécanique d'alimentation est assuré par le(s) ventilateur(s) (groupe(s)), la condition suivante doit être satisfaite :

$$\text{Eq. 268 } \dot{V}_{\text{mech. supply,rm } r} \geq \dot{V}_{\text{req, supply,rm } r} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

Pour chaque espace r dans lequel un débit mécanique d'extraction est assuré par le(s) ventilateur(s) (groupe(s)), la condition suivante doit être satisfaite :

$$\text{Eq. 269 } \dot{V}_{\text{mech. extr,rmr}} \geq \dot{V}_{\text{req, extr,rmr}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

avec :

$\dot{V}_{\text{req, supply,rm } r}$ le débit d'alimentation en air neuf exigé dans l'espace r , en m^3/h , arrondi à l'unité ;

$\dot{V}_{\text{req, extr,rmr}}$ le débit d'extraction vers l'extérieur exigé dans l'espace r , en m^3/h , arrondi à l'unité ;

$\dot{V}_{\text{mech. supply,rm } r}$ le débit d'alimentation en air neuf dans l'espace r , tel que mesuré dans l'étape 1 du § 11.2.3.1.2, pour les séjours y inclus le débit de recirculation le cas échéant, en m^3/h , arrondi à l'unité ;

$\dot{V}_{\text{mech. extr,rmr}}$ le débit d'extraction vers l'extérieur de l'espace r , tel que mesuré dans l'étape 1 du § 11.2.3.1.2, en m^3/h , arrondi à l'unité.

Si ces conditions ne sont pas satisfaites, on doit choisir la méthode 2 ou la méthode 1 (calcul simplifié).

Etape 2 : détermination du rapport de débit entre le point de fonctionnement représentatif et la position nominale

On détermine le rapport de débit β_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 satisfaite, on doit choisir la méthode 2 ou la méthode 1 (calcul simplifié).

Etape 3 : détermination de la puissance électrique au point de fonctionnement représentatif

On détermine la puissance électrique en mode ventilation de chaque ventilateur (groupe) j au point de fonctionnement représentatif comme suit :

$$\text{Eq. 270 } \Phi_{\text{fans,vent},j} = f_{\text{ctrl},j} \cdot P_{\text{fans,nom},j} \quad (\text{W})$$

avec :

$f_{\text{ctrl},j}$ un facteur de réduction qui tient compte du type de régulation du débit du système, pour le ventilateur (groupe) j, y inclus la ventilation à la demande, déterminé selon le § 11.2.3.1.4, (-) ;

$P_{\text{fans,nom},j}$ la puissance électrique absorbée du ventilateur (groupe) j mesurée en position nominale, telle que déterminée dans 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 $\beta_{\dot{v}}$:

- Si on choisit l'option "méthode 2" :
 - Dans le cas d'un système B :

$$\text{Eq. 271 } \beta_{\dot{v}} = \min \left(1; 0,65 \cdot \frac{\sum_z \dot{V}_{\text{req,zonez}}}{\sum_r \dot{V}_{\text{req,supply,rmr}}} \right) \quad (-)$$

- Dans le cas d'un système C :

$$\text{Eq. 272 } \beta_{\dot{v}} = \min \left(1; 0,65 \cdot \frac{\sum_z \dot{V}_{\text{req,zonez}}}{\sum_r \dot{V}_{\text{req,extr,rmr}}} \right) \quad (-)$$

- Dans le cas d'un système D :

$$\text{Eq. 442 } \beta_{\dot{v}} = 0,65 \quad (-)$$

- Si on choisit l'option "méthode 3" :
 - Dans le cas d'un système B :

$$\text{Eq. 274 } \beta_{\dot{v}} = \max \left[0,65; 0,65 \cdot \frac{\sum_z \dot{V}_{\text{req,zonez}}}{\sum_r \dot{V}_{\text{mech.supply,rmr}}} \right] \quad (-)$$

- Dans le cas d'un système C :

$$\text{Eq. 275 } \beta_{\dot{V}} = \max \left[0,65 ; 0,65 \cdot \frac{\sum_z \dot{V}_{\text{req,zonez}}}{\sum_r \dot{V}_{\text{mech.extr,rmr}}} \right] \quad (-)$$

- Dans le cas d'un système D :

$$\text{Eq. 443 } \beta_{\dot{V}} = 0,65 \quad (-)$$

avec :

- $\dot{V}_{\text{req,zonez}}$ le maximum des débits exigés de la zone de ventilation z , tel que déterminé ci-dessous en m^3/h , arrondi à l'unité ;
- $\dot{V}_{\text{req,supply,rmr}}$ le débit d'alimentation en air neuf exigé dans l'espace r , en m^3/h , arrondi à l'unité ;
- $\dot{V}_{\text{req,extr,rmr}}$ le débit d'extraction vers l'extérieur exigé dans l'espace r , en m^3/h , arrondi à l'unité ;
- $\dot{V}_{\text{mech.supply,rmr}}$ le débit d'alimentation en air neuf dans l'espace r , tel que mesuré dans l'étape 1 du § 11.2.3.1.2, pour les séjours y inclus le débit de recirculation le cas échéant, en m^3/h , arrondi à l'unité ;
- $\dot{V}_{\text{mech.extr,rmr}}$ le débit d'extraction vers l'extérieur de l'espace r , tel que mesuré dans l'étape 1 du § 11.2.3.1.2, en m^3/h , arrondi à l'unité.

Il faut faire la somme sur tous les espaces r et toutes les zones de ventilation z et/ou toutes les unités PEB (PER ou PEN) desservies par le ventilateur (groupe).

On détermine le maximum des débits exigés de la zone de ventilation z comme suit :

$$\text{Eq. 277 } \dot{V}_{\text{req,zonez}} = \max \left(\sum_r \dot{V}_{\text{req,supply,rmr}} ; \sum_r \dot{V}_{\text{req,extr,rmr}} \right) \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

avec :

- $\dot{V}_{\text{req,supply,rmr}}$ le débit d'alimentation en air neuf exigé dans l'espace r , en m^3/h , arrondi à l'unité ;
- $\dot{V}_{\text{req,extr,rmr}}$ le débit d'extraction vers l'extérieur exigé dans l'espace r , en m^3/h , arrondi à l'unité.

Il faut faire une 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 ventilation à la demande)

On détermine le facteur de réduction, $f_{\text{ctrl},j}$, qui tient compte du type de régulation du débit du système, pour le ventilateur (groupe) j , y inclus la ventilation à la demande, en fonction de la stratégie de régulation du système

de ventilation et du type de variation de vitesse de rotation du ventilateur comme spécifié dans le Tableau [33].

Si le facteur de réduction, $f_{ctrl,j}$, est déterminé pour un groupe de ventilation j contenant plusieurs ventilateurs, il se peut que la stratégie de régulation du système de ventilation et/ou le type de variation de vitesse de rotation du ventilateur soient différents pour ces différents ventilateurs. Dans ce cas, le facteur de réduction, $f_{ctrl,j}$, du groupe de ventilation j est la valeur la plus élevée des différents facteurs de réduction, $f_{ctrl,j}$, déterminés séparément pour chacun des ventilateurs de ce groupe de ventilation.

Tableau [33] : Formules de calcul pour $f_{ctrl,j}$ pour différentes configurations

Stratégie de régulation du système de ventilation Type de variation de vitesse de rotation du ventilateur	Régulation par vitesse de rotation variable et pression variable	Régulation par vitesse de rotation variable et pression constante	Etranglement et tous les autres types de régulation
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
Tous les autres types de régulation du moteur ou du ventilateur	1	1	1

avec :

$$\text{Eq. 278 } f_{reduc} = f_{reduc,vent,heat,zonez} \quad (-)$$

et avec :

$\beta_{\dot{V}}$ le rapport de débit entre le point de fonctionnement représentatif et la position nominale, comme déterminé au § 11.2.3.1.3, (-) ;

f_{reduc} un facteur de réduction pour la ventilation dans la zone de ventilation z , pour la consommation mensuelle d'électricité des ventilateurs, (-) ;

$f_{reduc,vent,heat,zonez}$ un facteur de réduction pour la ventilation dans la zone de ventilation z pour les calculs de chauffage, déterminé au § 7.8.6, (-).

Pour appartenir à la stratégie de régulation "régulation par vitesse de rotation variable et pression variable", les conditions suivantes doivent être satisfaites :

- Si variation de vitesse uniquement :
 - le ventilateur j ne peut desservir qu'une seule unité PER ;
 - le réseau d'alimentation ou d'évacuation auquel le ventilateur j appartient doit être régulé uniquement par variation de la vitesse de rotation du ventilateur j, sans aucun organe d'étranglement (manuel ou automatique) pour la régulation de ce réseau (locale, par zone, centrale ou manuelle) ;
 - si la régulation est manuelle, le ventilateur j doit être réglable manuellement grâce à un bouton de commande accessible, dans l'unité PER considérée, avec au moins 3 positions de régulation.
- Si variation de vitesse en combinaison avec étranglement :
 - le ventilateur j peut desservir une ou plusieurs unités PER ;
 - le réseau d'alimentation ou d'évacuation auquel le ventilateur j appartient doit être pourvu de clapets automatiques pour la régulation locale, par zone ou centrale 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 est par zone, chaque zone desservie par le ventilateur j doit être pourvue d'un clapet automatique ;
 - si la régulation est centrale (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 de rotation du ventilateur j et l'ouverture des différents clapets automatiques du réseau d'alimentation ou d'évacuation auquel le ventilateur j appartient doivent être régulés de manière combinée afin d'obtenir, en permanence, au moins un clapet en position complètement ouverte.

Pour appartenir à la stratégie de régulation "régulation par vitesse de rotation variable et pression constante", les conditions suivantes doivent être satisfaites :

- le ventilateur j doit être un ventilateur à régulation automatique qui délivre une pression constante ;
- le réseau d'alimentation ou d'évacuation auquel le ventilateur j appartient doit être pourvu de clapets pour la régulation locale, par zone, centrale ou manuelle de ce réseau :
 - régulation locale ou par zone :
 - le ventilateur j peut desservir une ou 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 est par zone, chaque zone desservie par le ventilateur j doit être pourvue d'un clapet automatique ;
 - régulation centrale ou manuelle :
 - le ventilateur j doit desservir plusieurs unités PER ;
 - si la régulation est centrale, chaque unité PER desservie par le ventilateur j doit être pourvue d'un clapet automatique ;
 - si la régulation est manuelle, chaque unité PER desservie par le ventilateur j doit être pourvue d'un clapet, réglable manuellement grâce à un bouton de commande accessible dans l'unité PER correspondante avec au moins 3 positions de régulation.

11.2.3.2 Valeur de calcul pour la puissance électrique en mode chauffage - calcul détaillé

On détermine la puissance électrique de chaque ventilateur (groupe) j en mode chauffage comme suit :

$$\text{Eq. 279 } \Phi_{\text{fans,heat},j} = P_{\text{fans,max},j} \quad (\text{W})$$

avec :

$P_{\text{fans,max},j}$ la puissance électrique maximale du moteur électrique ou de la combinaison moteur électrique-ventilateur du ventilateur (groupe) j , en W.

Si un ventilateur (groupe) assure aussi le chauffage de plusieurs unités PEB (PER ou PEN) (par exemple, un système centralisé pour plusieurs appartements), on détermine la valeur de calcul pour la puissance électrique en multipliant :

- la valeur de calcul totale déterminée ci-dessus ;
- le rapport entre le débit maximum de conception dans l'unité PER considérée et le débit maximal total de conception de ce ventilateur.

11.2.3.3 Détermination de la fraction mensuelle conventionnelle du temps où les ventilateurs fonctionnent en mode ventilation ou en mode chauffage

La fraction mensuelle conventionnelle du temps où le ventilateur j fonctionnent en mode ventilation ou chauffage respectivement, est donnée par :

- si le ventilateur j sert uniquement au chauffage et n'assure pas de ventilation volontaire, alors on a, pour tous les mois :
 - $f_{\text{vent},m,j} = 0$
 - $f_{\text{heat},m,j}$ comme déterminé avec Eq. 281
- si le ventilateur j sert uniquement à la ventilation hygiénique et n'assure pas de chauffage par air, alors on a, pour tous les mois :
 - $f_{\text{vent},m,j} = 1$
 - $f_{\text{heat},m,j} = 0$
- si le ventilateur j sert à la fois à la ventilation hygiénique et au chauffage par air, alors on a, pour chaque mois m :

$$\text{Eq. 280 } f_{\text{vent},m,j} = 1 - f_{\text{heat},m,j} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 281 } f_{\text{heat},m,j} = \min \left[1; \sum_i Q_{\text{heat,gross,sec } i,m} / (1000 \cdot P_{\text{nom},j} \cdot t_m) \right] \quad (-)$$

avec :

$Q_{\text{heat,gross,sec } i,m}$ les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage d'un secteur énergétique i , déterminés selon le § 9.2.1, en MJ ;

$P_{\text{nom},j}$ la puissance nominale de l'unité de production d'air chaud¹⁶, en kW ;

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

¹⁶ Si 1 ventilateur devait desservir plusieurs appareils producteurs d'air chaud, il faut prendre comme $P_{\text{nom},j}$ la somme des puissances nominales de tous ces appareils.

Il faut faire une somme sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PER qui sont pourvus de chauffage par air par le ventilateur j .

Si un ventilateur j chauffe également des locaux en-dehors de l'unité PER considérée, le numérateur (c.-à-d. le besoin mensuel brut en énergie) est multiplié par le rapport entre le volume total chauffé à l'aide du ventilateur j et la somme des volumes des secteurs énergétiques i situés à l'intérieur de l'unité PER considérée chauffés à l'aide du ventilateur j .

11.3 Consommation mensuelle d'électricité pour le pré-refroidissement de l'alimentation en air

La consommation mensuelle d'électricité pour le pré-refroidissement de l'alimentation en air est donné par :

$$\text{Eq. 124 } W_{\text{aux,precool,m}} = W_{\text{soil/water,m}} + W_{\text{evap,m}} \quad (\text{kWh})$$

avec :

$W_{\text{soil/water,m}}$ la consommation mensuelle d'électricité de l'échangeur de chaleur sol-eau, telle que définie au § 11.3.1, en kWh ;

$W_{\text{evap,m}}$ la consommation mensuelle d'électricité pour le refroidissement par évaporation, telle que définie au § 11.3.2. en kWh.

Pour d'autres technologies, $W_{\text{aux,precool,m}}$ sera déterminée selon des règles déterminées par le Ministre.

11.3.1 Consommation mensuelle d'électricité de l'échangeur sol-eau

On détermine la consommation mensuelle d'électricité de l'échangeur de chaleur sol-eau comme suit :

$$\text{Eq. 125 } W_{\text{soil/water,m}} = \left[\begin{array}{c} 0,278 \cdot t_m \cdot W_{\text{soil/water,m}} \\ \left(\frac{\dot{V}_W}{3600} \cdot f \cdot \frac{L_{\text{tube}}}{D_{\text{tube}}} \cdot 500 \cdot \left(\frac{\dot{V}_W}{3600 n_{\text{tube}} \frac{\pi}{4} D_{\text{tube}}^2} \right)^2 + 150 \cdot \frac{\sum_i \dot{V}_{\text{hyg,cool,sec } i}}{3600} \right) \end{array} \right] \quad (\text{kWh})$$

avec :

- t_m la longueur du mois considéré en Ms, voir le Tableau [1] ;
- $W_{\text{soil/water,m}}$ un facteur mensuel qui tient compte du temps de fonctionnement de l'échangeur de chaleur sol-eau, déterminé selon le § B.3, (-) ;
- \dot{V}_W le débit d'eau qui traverse l'échangeur de chaleur sol-eau, en m^3/h ;
- f un facteur de friction :

$$\text{Eq. 126 Si } Re < 2300 : \quad f = \frac{64}{Re}$$

$$\text{Dans tous les autres cas : } f = (1,58 \cdot \ln(Re) - 3,28)^{-2} \quad (-)$$

avec :

- Re le nombre de Reynolds déterminé selon le § B.3, (-) ;
- D_{tube} le diamètre intérieur de la conduite dans le sol, en m ;
- L_{tube} la longueur de la conduite dans le sol, en m ;
- n_{tube} le nombre de conduites en parallèle ;
- $\dot{V}_{\text{hyg,cool,sec } i}$ le débit de ventilation hygiénique dans le secteur énergétique i , pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 7.8.5, en m^3/h .

Il faut faire une somme sur tous les secteurs énergétiques i de la zone de ventilation z qui sont reliés à l'échangeur de chaleur.

11.3.2 Consommation mensuelle d'électricité pour le refroidissement par évaporation

La consommation mensuelle d'électricité pour le refroidissement par évaporation est donné par :

$$\text{Eq. 127 } W_{\text{evap,m}} = 0,278 \cdot t_m \cdot 250 \cdot W_{\text{evap,m}} \cdot \frac{\sum_i \dot{V}_{\text{hyg,cool,sec } i}}{3600} \quad (\text{kWh})$$

avec :

- t_m la longueur du mois considéré en Ms, voir le Tableau [1] ;
- $W_{\text{evap,m}}$ un facteur mensuel qui tient compte du 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 dans le secteur énergétique i , pour les calculs de refroidissement, déterminé selon le § 7.8.5, en m^3/h .

Il faut faire une somme sur tous les secteurs énergétiques i de la zone de ventilation z qui sont reliés au système de refroidissement par évaporation.

11.4 Consommation mensuelle d'électricité des systèmes de refroidissement passifs

La consommation mensuelle d'électricité pour les systèmes de refroidissement passifs est donnée par :

$$\text{Eq. 449 } W_{\text{aux,cool,geo+ngeo,m}} = \sum_i \frac{1}{3,6} \cdot \left(\frac{1}{12} + f_{\text{aux,dc,sec } i} \right) \cdot (f_{\text{cool,geo,sec } i,m} + f_{\text{cool,ngeo,sec } i,m}) \cdot Q_{\text{cool,net,princ,sec } i,m} \quad (\text{kWh})$$

avec :

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

$f_{\text{cool,geo,sec } i,m}$ le rapport de l'énergie de refroidissement fournie au secteur énergétique i , directement ou via un système de fourniture de froid externe, par un système de refroidissement par géo-cooling et les besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement du secteur énergétique i , sur base mensuelle, tel que déterminé selon le § 8.6.1, (-) ;

$f_{\text{cool,ngeo,sec } i,m}$ le rapport de l'énergie de refroidissement fournie au secteur énergétique i , directement ou via un système de fourniture de froid externe, par un système de refroidissement passif qui n'est pas un système de refroidissement par géo-cooling et les besoins nets en énergie fondamentaux pour le refroidissement du secteur énergétique i , sur base mensuelle, tel que déterminé selon le § 8.6.2, (-) ;

12 le EER du système de refroidissement par géo-cooling, conventionnellement fixé à 12 ;

$f_{\text{aux,dc,sec } i}$ le facteur pour la consommation d'énergie auxiliaire d'un système de fourniture de froid externe, telle que déterminée ci-dessous (-).

Il faut faire la somme sur tous les secteurs énergétiques de l'unité PER alimentés par les systèmes de refroidissement par géo-cooling.

Le facteur $f_{\text{aux,dc,sec } i}$ est déterminé comme suit :

- si un système de refroidissement passif via un système de fourniture de froid externe fournit de l'énergie de refroidissement au secteur énergétique i , $f_{\text{aux,dc,sec } i}$ est pris égal à 0,04 ;
- dans tous les autres cas, $f_{\text{aux,dc,sec } i}$ est pris égal à 0.

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 d'un système d'énergie solaire photovoltaïque sur site est déterminée en multipliant l'ensoleillement mensuel incident par le rendement de conversion. A part 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 système 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 est commun à plusieurs unités PEB (PER et/ou PEN), la production est répartie sur les différents volumes au prorata de leur volume V_{EPR} ou V_{EPNR} .

Le Ministre précise la notion "sur site".

12.1.2 Règle de calcul

La production mensuelle d'électricité d'un système d'énergie solaire photovoltaïque i , en kWh, est calculée comme suit :

$$\text{Eq. 128 } W_{pv,m,i} = \frac{P_{pv,i} \cdot RF_{pv,i} \cdot C_{pv,i} \cdot I_{s,m,i,shad}}{3600} \quad (\text{kWh})$$

avec :

$P_{pv,i}$	la puissance 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 IEC 61215 ou IEC 61646 qui font explicitement référence à la série de normes IEC 60904 ;
$RF_{pv,i}$	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 au niveau de la surface du système d'énergie solaire photovoltaïque i pour le mois considéré, compte tenu de l'ombrage, en MJ/m^2 , déterminé selon l'Annexe C de la présente annexe.

12.1.3 Facteur de correction pour l'ombrage

On détermine le facteur de correction pour l'ombrage comme suit :

$$\text{Eq. 129 } c_{pv,i} = \max \left(0 ; 1,26 \cdot \frac{I_{s,m,i,shad}}{I_{s,m,i,horshad}} - 0,26 \right) \quad (-)$$

avec :

- $I_{s,m,i,shad}$ l'ensoleillement au niveau de la surface 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'Annexe C de la présente annexe ;
- $I_{s,m,i,horshad}$ l'ensoleillement de la surface du système d'énergie solaire photovoltaïque i pour le mois considéré, en prenant en compte uniquement l'ombrage de l'horizon, en MJ/m², déterminé selon l'Annexe C de la présente annexe. Les autres obstacles (surplombs et écrans équivalents) ne sont donc pas pris en considération dans ce calcul.

Contrairement à la règle qui s'applique aux parois transparentes et aux systèmes d'énergie solaire thermique, on ne peut pas calculer avec les valeurs par défaut F_s tel qu'indiqué à l'Annexe C de la présente annexe. Un rendu détaillé de l'ombrage est toujours obligatoire pour les systèmes d'énergie solaire photovoltaïque.

(S'il n'y a pas d'autres obstacles que l'horizon qui apportent de l'ombrage, $I_{s,m,i,horshad} = I_{s,m,i,shad}$, $C_{pv,i} = 1$, 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 :

$$\text{Eq. 427 } RF_{pv,i} = 0,78 + G_{tech,pv,i} + G_{TL,pv,i} + G_{inst,pv,i} \quad (-)$$

avec :

- $G_{tech,pv,i}$ le gain de performance lié au choix d'une technologie photovoltaïque en couches minces, (-), indiqué au Tableau [40] ;
- $G_{TL,pv,i}$ le gain de performance lié à l'absence de transformateur à isolation galvanique dans l'onduleur, (-), indiqué au Tableau [40] ;
- $G_{inst,pv,i}$ le gain de performance lié à un mode de pose non intégré à la paroi du bâtiment, (-), indiqué au Tableau [40].

Tableau [40] : Valeurs des paramètres considérés dans le calcul du facteur de réduction du système d'énergie solaire photovoltaïque $RF_{pv,i}$

Paramètres	Caractéristique	Valeur (-)
$G_{tech,pv,i}$ (*)	Technologies mono ou poly-cristallines	0,00
	Technologies en couches minces	0,02
$G_{TL,pv,i}$	Onduleur avec transformateur à isolation galvanique	0,00
	Onduleur sans transformateur à isolation galvanique (**)	0,01
$G_{inst,pv,i}$	Panneaux solaires photovoltaïques intégrés à la paroi du bâtiment	0,00
	Panneaux solaires photovoltaïques non intégrés à la paroi du bâtiment	0,01

(*) Le type de technologie utilisée est indiqué sur la fiche technique des modules.
 (**) Transformerless (sans transformateur) "TL" est habituellement indiqué dans la fiche technique de l'onduleur, (section "Topologie").

12.2 Cogénération

12.2.1 Principe

Une installation de cogénération produit simultanément de la chaleur et de l'électricité. La consommation d'énergie finale (c'est-à-dire la consommation de combustible) d'une installation de cogénération est calculée au § 10.2.2 et au § 10.3.2. Dans ce chapitre, on détermine la production d'électricité par cogénération. Cette électricité est convertie en quantité d'énergie primaire épargnée au § 13.8.

12.2.2 Production d'électricité

On détermine la quantité d'électricité produite par l'installation de cogénération i sur site comme suit :

$$\text{Eq. 130 } W_{\text{cogen},i,m} = \frac{\varepsilon_{\text{cogen},\text{elec}}}{3,6} \cdot Q_{\text{cogen},\text{final},i,m} \quad (\text{kWh})$$

avec :

$\varepsilon_{\text{cogen},\text{elec}}$ le rendement de conversion électrique de l'installation de cogénération, tel que déterminé au § A.2 de l'annexe PEN au présent arrêté ;

$Q_{\text{cogen},\text{final},i,m}$ la consommation mensuelle finale d'énergie de l'installation de cogénération i , telle que déterminée ci-dessous, en MJ.

On détermine la consommation mensuelle finale d'énergie de l'installation de cogénération i , conformément à la quantité de chaleur utile que cette installation de cogénération peut fournir :

$$\begin{aligned} Q_{\text{cogen},\text{final},i,m} &= \sum_i f_{\text{heat},m,\text{pref}} \cdot (1 - f_{\text{as},\text{heat},\text{seci},m}) \cdot Q_{\text{heat},\text{gross},\text{seci},m} / \eta_{\text{gen},\text{heat},\text{cogen}} \\ \text{Eq. 131 } &+ \sum_i f_{\text{water},\text{bathi},m,\text{pref}} \cdot (1 - f_{\text{as},\text{water},\text{bathi},m}) \cdot Q_{\text{water},\text{bathi},\text{gross},m} / \eta_{\text{gen},\text{water},\text{bathi},m,\text{cogen}} \quad (\text{MJ}) \\ &+ \sum_i f_{\text{water},\text{sinki},m,\text{pref}} \cdot (1 - f_{\text{as},\text{water},\text{sinki},m}) \cdot Q_{\text{water},\text{sinki},\text{gross},m} / \eta_{\text{gen},\text{water},\text{sinki},m,\text{cogen}} \end{aligned}$$

avec :

$f_{\text{heat},m,\text{pref}}$ la part de la cogénération dans la fourniture de chaleur d'un secteur énergétique i , déterminée selon le § 10.2.2 ;

$f_{\text{as},m}$ la part du besoin de chaleur total couvert 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, soit pour la douche/baignoire i , soit pour l'évier de cuisine i , respectivement ;

$Q_{heat,gross,sec\ i,m}$	les besoins mensuels bruts en énergie pour le chauffage d'un 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 la cogénération dans la fourniture de chaleur pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou une 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 d'une douche ou d'une 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, pour la baignoire ou la douche i , déterminé selon le § 10.3.3, (-) ;
$f_{water,sink\ i,m,pref}$	la part de la cogénération dans la fourniture de chaleur pour la préparation de l'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, pour l'évier de cuisine i , déterminé selon le § 10.3.3, (-).

Il faut faire une somme sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PER chauffés au moyen de 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 de l'eau chaude sanitaire.

13 Consommation caractéristique d'énergie primaire

13.1 Préambule

La conversion de la consommation d'énergie finale en consommation d'énergie primaire introduit les facteurs de conversion pour l'énergie primaire dans le bilan énergétique. Tous les sous-termes sont ensuite additionnés afin d'obtenir la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire. En ce qui concerne l'électricité produite par des installations photovoltaïques sur site ou par des installations de cogénération sur site, on introduit dans le calcul un bonus correspondant à l'économie de combustible dans les centrales électriques.

13.2 La consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire

On détermine la consommation caractéristique annuelle d'énergie primaire de l'unité PER comme suit :

$$\text{Eq. 132 } E_{\text{char ann prim en cons}} = \sum_{m=1}^{12} \left(E_{p,\text{heat},m} + E_{p,\text{water},m} + E_{p,\text{aux},m} + E_{p,\text{cool},m} - E_{p,\text{pv},m} - E_{p,\text{cogen},m} \right) \quad (\text{MJ})$$

avec :

$E_{p,\text{heat},m}$	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 primaire des auxiliaires, en MJ, déterminée selon le § 13.5 ;
$E_{p,\text{cool},m}$	la consommation mensuelle d'énergie primaire équivalente 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 des 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 des 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 comme suit :

$$\text{Eq. 386 } E_{p,\text{heat},m} = \sum_i \left(f_{p,\text{pref}} \cdot Q_{\text{heat,final,sec } i,m,\text{pref}} + \sum_k (f_{p,\text{npref } k} \cdot Q_{\text{heat,final,sec } i,m,\text{npref } k}) \right) \quad (\text{MJ})$$

avec :

$f_{p,\text{pref}}$	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire de la source d'énergie du/des producteur(s) préférentiel(s), tel qu'établi dans l'arrêté "Lignes directrices", (-) ;
$f_{p,\text{npref } k}$	le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire de la source d'énergie du/des producteur(s) non préférentiel(s) k, tel qu'établi dans l'arrêté "Lignes directrices", (-) ;

$Q_{heat,final,sec\ i,m,pref}$ la consommation finale mensuelle d'énergie du/des producteur(s) préférentiel(s) destiné(s) au chauffage des locaux d'un secteur énergétique i , à l'exception de l'énergie des auxiliaires, 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) non préférentiel(s) k destinés au chauffage des locaux d'un secteur énergétique i , à l'exception de l'énergie auxiliaire, déterminée selon le § 10.2.2, en MJ.

Il faut faire une somme sur tous les producteurs 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 :

$$E_{p,water,m} = \sum_i \left(f_{p,pref} \cdot Q_{water,bath\ i,final,m,pref} + \sum_k (f_{p,npref\ k} \cdot Q_{water,bath\ i,final,m,npref\ k}) \right) + \sum_i \left(f_{p,pref} \cdot Q_{water,sink\ i,final,m,pref} + \sum_k (f_{p,npref\ k} \cdot Q_{water,sink\ i,final,m,npref\ k}) \right) \quad (MJ)$$

avec :

$f_{p,pref}$ le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire de la source d'énergie du/des producteur(s) préférentiel(s), tel qu'établi dans l'arrêté "Lignes directrices", (-) ;

$f_{p,npref\ k}$ le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire de la source d'énergie du/des producteur(s) non préférentiel(s) k , tel qu'établi dans l'arrêté "Lignes directrices", (-) ;

$Q_{water,bath\ i,final,m,pref}$ la consommation finale mensuelle d'énergie du/des producteur(s) préférentiel(s) pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou une 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) non préférentiel(s) k pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou une baignoire i , déterminée selon le § 10.3.2, en MJ ;

$Q_{water,sink\ i,final,m,pref}$ la consommation finale mensuelle d'énergie du/des producteur(s) 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 ;

$Q_{water,sink\ i,final,m,npref\ k}$ la consommation finale mensuelle d'énergie du/des producteur(s) 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 une somme sur tous les producteurs 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 calcule la consommation d'énergie primaire des auxiliaires, $E_{p,aux,m}$, comme suit :

$$\text{Eq. 450 } E_{p,aux,m} = f_p \cdot 3,6 \cdot \left(\begin{array}{l} W_{aux,fans,m} + W_{aux,dis,m} + W_{aux,gen,m} \\ + W_{aux,as,m} + W_{aux,precool,m} + W_{aux,cool,geo+ngeo,m} \end{array} \right) \quad (\text{MJ})$$

avec :

- f_p le facteur de conversion conventionnel en énergie primaire de la source d'énergie considérée, tel qu'établi dans l'arrêté "Lignes directrices", (-) ;
- $W_{aux,fans,m}$ la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique pour les ventilateurs dans l'unité PER, déterminée selon le § 11.2, en kWh ;
- $W_{aux,dis,m}$ la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique pour la distribution dans l'unité PER, déterminée selon le § 11.1.1, en kWh ;
- $W_{aux,gen,m}$ la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique pour la production dans l'unité PER, déterminée selon le § 11.1.2, en kWh ;
- $W_{aux,as,m}$ la consommation mensuelle d'électricité auxiliaire électrique d'un système solaire thermique desservant l'unité PER, déterminée selon le § 11.1.3, en kWh ;
- $W_{aux,precool,m}$ la consommation mensuelle d'électricité pour le pré-refroidissement de l'alimentation en air, déterminée selon le § 11.3, en kWh ;
- $W_{aux,cool,geo+ngeo,m}$ la consommation mensuelle d'électricité pour les systèmes de refroidissement par systèmes de refroidissement passif, 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 pour le refroidissement comme suit :

$$\text{Eq. 136 } E_{p,\text{cool},m} = \sum_i (f_p \cdot 3,6 \cdot Q_{\text{cool},\text{final},\text{sec } i,m}) \quad (\text{MJ})$$

avec :

$Q_{\text{cool},\text{final},\text{sec } i,m}$ la consommation mensuelle équivalente d'énergie pour le refroidissement, déterminée selon le § 10.5, en kWh ;

f_p le facteur conventionnel de conversion en énergie primaire pour l'électricité, tel qu'établi dans l'arrêté "Lignes directrices", (-).

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

13.7 L'économie d'énergie primaire résultant de la production d'électricité d'une installation solaire photovoltaïque

On détermine l'économie mensuelle équivalente d'énergie primaire résultant de la production d'électricité des systèmes d'énergie solaire photovoltaïque comme suit :

$$\text{Eq. 137 } E_{p,\text{pv},m} = \sum_i (f_p \cdot 3,6 \cdot W_{\text{pv},m,i}) \quad (\text{MJ})$$

avec :

f_p le facteur conventionnel de conversion en énergie primaire pour l'électricité, tel qu'établi dans l'arrêté "Lignes directrices", (-).

$W_{\text{pv},m,i}$ la production mensuelle d'électricité du système d'énergie solaire photovoltaïque i , déterminée selon le § 12.1.2, en kWh.

Il faut faire une somme sur tous les systèmes d'énergie solaire photovoltaïque i , tenant compte des règles de distribution telles que déterminées au § 12.1.1.

13.8 L'économie d'énergie primaire résultant de la production d'électricité des installations de cogénération sur site

On détermine l'économie mensuelle équivalente d'énergie primaire résultant de la production d'électricité des installations de cogénération sur site comme suit :

$$\text{Eq. 138 } E_{p,\text{cogen},m} = \sum_i (f_p \cdot 3,6 \cdot W_{\text{cogen},m,i}) \quad (\text{MJ})$$

avec :

f_p le facteur conventionnel de conversion en énergie primaire pour l'électricité autoproduite par cogénération, tel qu'établi dans l'arrêté "Lignes directrices", (-) ;

$W_{\text{cogen},m,i}$ la quantité mensuelle d'électricité produite par l'installation de cogénération sur site i , déterminée selon le § 12.2.2, en kWh.

Il faut faire une somme sur toutes les installations de cogénération sur site i
de l'unité PER.

14 Emissions de CO₂

14.1 Préambule

La consommation d'énergie finale se compose d'une quantité de combustibles consommée et d'une quantité d'électricité consommée. Ces éléments s'accompagnent de certaines émissions de CO₂. L'électricité produite par des installations photovoltaïques et/ou de cogénération induit des émissions de CO₂ évitées lors de la production d'électricité conventionnelle et est déduite. Ces émissions de CO₂ peuvent être déterminées par consommation partielle et ensuite additionnées afin d'obtenir les émissions caractéristiques annuelles de CO₂.

Les facteurs d'émission de CO₂ (fCO₂) des différents vecteurs énergétiques sont repris à l'article 6 de l'arrêté "Lignes directrices".

14.2 Emissions caractéristiques annuelles de CO₂

On détermine les émissions caractéristiques annuelles de CO₂ résultant de la consommation d'énergie de l'unité PER comme suit :

$$\text{Eq. 241 } CO_{2,\text{tot}} = \sum_{m=1}^{12} \left(CO_{2,\text{heat},m} + CO_{2,\text{water},m} + CO_{2,\text{aux},m} + CO_{2,\text{cool},m} - CO_{2,\text{PV},m} - CO_{2,\text{cogen},m} \right) \quad (\text{kg})$$

CO _{2,heat,m}	les émissions mensuelles de CO ₂ résultant du chauffage des locaux, déterminées selon le § 14.3, en kg ;
CO _{2,water,m}	les émissions mensuelles de CO ₂ résultant de la préparation d'eau chaude sanitaire, déterminées selon le § 14.4, en kg ;
CO _{2,aux,m}	les émissions mensuelles de CO ₂ résultant des auxiliaires, déterminées selon le § 14.5, en kg ;
CO _{2,cool,m}	les émissions mensuelles de CO ₂ équivalentes résultant du refroidissement, déterminées selon le § 14.6, en kg ;
CO _{2,PV,m}	les émissions mensuelles de CO ₂ évitées résultant de la production d'électricité des systèmes d'énergie solaire photovoltaïque sur site, déterminées selon le § 14.7, en kg ;
CO _{2,cogen,m}	les émissions mensuelles de CO ₂ évitées résultant de la production d'électricité des installations de cogénération sur site, déterminées selon le § 14.8, en kg.

14.3 Emissions mensuelles de CO₂ résultant du chauffage des locaux

On détermine les émissions mensuelles de CO₂ de l'unité PER résultant du chauffage des locaux comme suit :

$$\text{Eq. 389 } CO_{2,\text{heat},m} = \sum_i \left(f_{CO_2,\text{pref } i} \cdot f_{NCV/GCV,\text{pref } i} \cdot Q_{\text{heat},\text{fin},\text{sec } i,m,\text{pref}} + \sum_k \left(f_{CO_2,\text{npref } k} \cdot f_{NCV/GCV,\text{npref } k} \cdot Q_{\text{heat},\text{f},\text{inal},\text{sec } i,m,\text{npref } k} \right) \right) \quad (\text{kg})$$

avec :

f_{CO₂,pref} le facteur d'émissions de CO₂ du vecteur énergétique du/des producteur(s) préférentiel(s), par rapport au pouvoir calorifique inférieur, tel que repris à l'article 6 de l'arrêté "Lignes directrices", en (kg/MJ) ;

$f_{\text{NCV/GCV,pref}}$	un facteur de multiplication égal au rapport du pouvoir calorifique inférieur sur le pouvoir calorifique supérieur du vecteur énergétique du/des producteur(s) préférentiel(s), tel que repris à l'Annexe F de la présente annexe, (-) ;
$Q_{\text{heat,final,sec i,m,pref}}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du/des producteur(s) préférentiel(s) destiné(s) au chauffage des locaux du secteur énergétique i, à l'exception de l'énergie des auxiliaires, déterminée selon le § 10.2.2 (MJ) ;
$f_{\text{CO2,npref k}}$	le facteur d'émissions de CO ₂ du vecteur énergétique du/des producteur(s) non préférentiel(s) k, par rapport au pouvoir calorifique inférieur, tel que repris à l'article 6 de l'arrêté "Lignes directrices", en (kg/MJ) ;
$f_{\text{NCV/GCV,npref k}}$	un facteur de multiplication égal au rapport du pouvoir calorifique inférieur sur le pouvoir calorifique supérieur du vecteur énergétique du/des producteur(s) non préférentiel(s) k, tel que repris à l'Annexe F de la présente annexe, (-) ;
$Q_{\text{heat,final,sec i,m,npref k}}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du/des producteur(s) non préférentiel(s) k destiné(s) au chauffage des locaux du secteur énergétique i, à l'exception de l'énergie auxiliaire, déterminée selon le § 10.2.2 (MJ).

Il faut faire une somme sur tous les producteurs non préférentiels k et sur tous les secteurs énergétiques i de l'unité PER.

Le calcul des émissions mensuelles de CO₂ pour le chauffage des secteurs énergétiques qui sont desservis par un "combilus" est déterminé selon des spécifications complémentaires déterminées par le Ministre.

14.4 Emissions mensuelles de CO₂ résultant de la préparation d'eau chaude sanitaire

On détermine les émissions mensuelles de CO₂ de l'unité PER résultant de la préparation d'eau chaude sanitaire comme suit :

$$\begin{aligned}
 \text{Eq. 390} \quad \text{CO}_{2,\text{water,m}} = & \sum_i \left(\begin{aligned} & f_{\text{CO2,pref}} \cdot f_{\text{NCV/GCV,pref}} \cdot Q_{\text{water,bath i,final,m,pref}} \\ & + \sum_k (f_{\text{CO2,npref k}} \cdot f_{\text{NCV/GCV,npref k}} \cdot Q_{\text{water,bath i,final,m,npref k}}) \end{aligned} \right) \\
 & + \sum_i \left(\begin{aligned} & f_{\text{CO2,pref}} \cdot f_{\text{NCV/GCV,pref}} \cdot Q_{\text{water,sink i,final,m,pref}} \\ & + \sum_k (f_{\text{CO2,npref k}} \cdot f_{\text{NCV/GCV,npref k}} \cdot Q_{\text{water,sink i,final,m,npref k}}) \end{aligned} \right) \quad (\text{kg})
 \end{aligned}$$

avec :

$f_{\text{CO2,pref}}$	le facteur d'émissions de CO ₂ du vecteur énergétique du/des producteur(s) préférentiel(s), par rapport au pouvoir calorifique inférieur, tel que repris à l'article 6 de l'arrêté "Lignes directrices", en (kg/MJ) ;
$f_{\text{NCV/GCV,pref}}$	un facteur de multiplication égal au rapport du pouvoir calorifique inférieur sur le pouvoir calorifique supérieur du vecteur énergétique du/des producteur(s) préférentiel(s), tel que repris à l'Annexe F de la présente annexe, (-) ;
$Q_{\text{water,bath i,final,m,pref}}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du/des producteur(s) préférentiel(s) pour la préparation de l'eau

	chaude sanitaire destinée à une douche ou une baignoire i , déterminée selon le § 10.3.2, en MJ ;
$f_{CO_2, npref k}$	le facteur d'émissions de CO ₂ du vecteur énergétique du/des producteur(s) non préférentiel(s) k , par rapport au pouvoir calorifique inférieur, tel que repris à l'article 6 de l'arrêté "Lignes directrices", en (kg/MJ) ;
$f_{NCV/GCV, pref}$	un facteur de multiplication égal au rapport du pouvoir calorifique inférieur sur le pouvoir calorifique supérieur du vecteur énergétique du/des producteur(s) non préférentiel(s) k , tel que repris à l'Annexe F de la présente annexe, (-) ;
$Q_{water, bath i, final, m, npref k}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du/des producteur(s) non préférentiel(s) k pour la préparation de l'eau chaude sanitaire destinée à une douche ou une baignoire i , déterminée selon le § 10.3.2, en MJ ;
$Q_{water, sink i, final, m, pref}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du/des producteur(s) 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 ;
$Q_{water, sink i, final, m, npref k}$	la consommation finale mensuelle d'énergie du/des producteur(s) 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 une somme sur tous les producteurs non préférentiels k et sur toutes les douches et baignoires i et tous les éviers de cuisine i de l'unité PER.

Le calcul des émissions mensuelles de CO₂ pour l'eau chaude sanitaire des points de puisage qui sont desservis par un "combilus" est déterminé selon des spécifications complémentaires déterminées par le Ministre.

14.5 Emissions mensuelles de CO₂ résultant de la consommation d'énergie auxiliaire

On détermine les émissions mensuelles de CO₂ de l'unité PER résultant des auxiliaires, comme suit :

$$\text{Eq. 320 } CO_{2, aux, m} = f_{CO_2} \cdot f_{NCV/GCV} \cdot 3,6 \cdot \left(\begin{array}{l} W_{aux, fans, m} + W_{aux, dis, m} + W_{aux, gen, m} \\ + W_{aux, as, m} + W_{aux, precool, m} + W_{aux, cool, geo+ngeo, m} \end{array} \right) \quad (\text{kg})$$

avec :

f_{CO_2}	le facteur d'émissions de CO ₂ du vecteur énergétique du générateur considéré, par rapport au pouvoir calorifique inférieur, tel que repris à l'article 6 de l'arrêté "Lignes directrices", en (kg/MJ) ;
$f_{NCV/GCV}$	un facteur de multiplication égal au rapport du pouvoir calorifique inférieur sur le pouvoir calorifique supérieur du combustible utilisé, tel que repris à l'Annexe F de la présente annexe, (-) ;
$W_{aux, fans, m}$	la consommation mensuelle d'électricité pour les ventilateurs dans l'unité PER, déterminée selon le § 11.2, en kWh ;
$W_{aux, dis, m}$	la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique pour la distribution dans l'unité PER, déterminée selon le § 11.1.1, en kWh ;

$W_{aux,gen,m}$	la consommation mensuelle d'énergie auxiliaire électrique pour la production dans l'unité PER, déterminée selon le § 11.1.2, en kWh ;
$W_{aux,as,m}$	la consommation mensuelle d'électricité auxiliaire électrique d'un système solaire thermique desservant l'unité PER, déterminée selon le § 11.1.3, en kWh ;
$W_{aux,precool,m}$	la consommation mensuelle d'électricité pour le pré-refroidissement de l'alimentation en air, déterminée selon le § 11.3, en kWh ;
$W_{aux,cool,geo+ngeo,m}$	la consommation mensuelle d'électricité pour les systèmes de refroidissement passifs, déterminée selon le § 11.4, en kWh.

14.6 Emissions mensuelles de CO₂ résultant du refroidissement

On détermine les émissions mensuelles de CO₂ équivalentes de l'unité PER résultant du refroidissement comme suit :

$$\text{Eq. 245 } CO_{2,cool,m} = \sum_i (f_{CO_2} \cdot f_{NCV/GCV} \cdot 3,6 \cdot Q_{cool,final,sec i,m}) \quad (\text{kg})$$

avec :

f_{CO_2} le facteur d'émissions de CO₂ du vecteur énergétique du générateur considéré, par rapport au pouvoir calorifique inférieur, tel que repris à l'article 6 de l'arrêté "Lignes directrices", en (kg/MJ) ;

$f_{NCV/GCV}$ un facteur de multiplication égal au rapport du pouvoir calorifique inférieur sur le pouvoir calorifique supérieur du combustible utilisé, tel que repris à l'Annexe F de la présente annexe, (-) ;

$Q_{cool,final,sec i,m}$ la consommation mensuelle équivalente d'énergie pour le refroidissement, déterminée selon le § 10.5, en kWh.

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

14.7 Emissions mensuelles de CO₂ évitées résultant de la production d'électricité d'une installation solaire photovoltaïque sur site

On détermine les émissions mensuelles de CO₂ de l'unité PER évitées résultant de la production d'électricité des systèmes d'énergie solaire photovoltaïque sur site comme suit :

$$\text{Eq. 246 } CO_{2,PV,m} = \sum_i (f_{CO_2} \cdot f_{NCV/GCV} \cdot 3,6 \cdot W_{PV,m,i}) \quad (\text{kg})$$

avec :

f_{CO_2} le facteur d'émissions de CO₂ du vecteur énergétique du générateur considéré, par rapport au pouvoir calorifique inférieur, tel que repris à l'article 6 de l'arrêté "Lignes directrices", en (kg/MJ) ;

$f_{NCV/GCV}$ un facteur de multiplication égal au rapport du pouvoir calorifique inférieur sur le pouvoir calorifique supérieur du combustible utilisé, tel que repris à l'Annexe F de la présente annexe, (-) ;

$W_{PV,m,i}$ la production mensuelle d'électricité du système d'énergie solaire photovoltaïque i , déterminée selon le § 12.1.2, en kWh.

Il faut faire une somme sur toutes les installations solaires photovoltaïques sur site i de l'unité PER, tenant compte des règles de distribution telles que déterminées dans 12,1,1.

14.8 Emissions mensuelles de CO₂ évitées résultant de la production d'électricité des installations de cogénération sur site

On détermine les émissions mensuelles de CO₂ de l'unité PER évitées résultant de la production d'électricité des installations de cogénération sur site comme suit :

$$\text{Eq. 247 } CO_{2,PV,m} = \sum_i (f_{CO_2} \cdot f_{NCV/GCV} \cdot 3,6 \cdot W_{cogen,m,i}) \quad (\text{kg})$$

avec :

f_{CO_2} le facteur d'émissions de CO₂ du vecteur énergétique du générateur considéré, par rapport au pouvoir calorifique inférieur, tel que repris à l'article 6 de l'arrêté "Lignes directrices", en (kg/MJ) ;

$f_{NCV/GCV}$ un facteur de multiplication égal au rapport du pouvoir calorifique inférieur sur le pouvoir calorifique supérieur du combustible utilisé, tel que repris à l'Annexe F de la présente annexe, (-) ;

$W_{cogen,i,m}$ la quantité mensuelle d'électricité produite par l'installation de cogénération sur site i , déterminée selon le § 12.2.2, en kWh.

Il faut faire une somme sur toutes les installations de cogénération sur site i de l'unité PER.

Annexe A Traitement des espaces adjacents non chauffés

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 des espaces adjacents non chauffés.

- Pour la détermination des besoins nets en énergie pour le chauffage, on suppose que la température des espaces adjacents non chauffés 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 le calcul de l'indicateur de surchauffe et la détermination des besoins nets en énergie pour le refroidissement, on suppose que l'espace adjacent non chauffé se trouve à la même température que le 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'espace adjacent non chauffé. Pour l'ensoleillement, on suppose que l'espace adjacent non chauffé ne constitue pas un obstacle.

A.2 Possibilité 2

Cette possibilité s'applique uniquement si l'espace adjacent non chauffé jouxte un seul secteur énergétique et s'il n'y a pas de ventilation hygiénique entre l'espace adjacent non chauffé et le volume protégé.

Dans les cas où l'espace adjacent non chauffé jouxte plusieurs secteurs énergétiques, le Ministre peut déterminer des règles complémentaires qui permettent de subdiviser l'espace adjacent non chauffé en plusieurs espaces adjacents non chauffés fictifs plus petits jouxtant chacun un seul secteur énergétique.

Quand plusieurs espaces adjacents non chauffés sont également adjacents 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 supposés égaux à zéro.

Le facteur de réduction b est calculé selon les spécifications complémentaires déterminées par le Ministre, conformément à l'article 19 du présent arrêté. . Pour le traitement des nœuds constructifs, on applique les mêmes règles que celles du § 7.4 (distinction entre, d'une part, les calculs relatifs au chauffage et, d'autre part, les calculs relatifs au refroidissement et à la surchauffe).

Les gains solaires indirects du secteur énergétique adjacent (voir § 7.10.2) sont égaux à la fraction $(1-b)$ des gains solaires absorbés dans les espaces adjacents non chauffés. Tant le facteur de réduction b que les gains solaires peuvent être différents au niveau, d'une part, des calculs relatifs au chauffage et, d'autre part, des calculs relatifs à l'indicateur de surchauffe et au refroidissement en raison d'une différence dans le taux de ventilation et/ou le facteur d'utilisation d'une éventuelle protection solaire.

L'ensoleillement direct via l'espace adjacent non chauffé n'est pris en considération que si la paroi extérieure de l'espace adjacent non chauffé est également transparent perpendiculairement au centre de la paroi transparente entre l'espace adjacent non chauffé et le volume protégé. La détermination des angles d'ombrage de la paroi transparente entre l'espace adjacent non chauffé et le volume protégé tient compte de la géométrie de l'espace adjacent non chauffé (par exemple, toit opaque). On déduit de l'ensoleillement incident de la paroi transparente séparant l'espace adjacent non chauffé et le volume protégé le produit $0,95 \cdot F_F \cdot g_g$ du mur extérieur transparent opposé. Pour déterminer les gains solaires absorbés dans l'espace adjacent non chauffé, on déduit la pénétration solaire directe de l'espace adjacent non chauffé des gains solaires totaux entrants de l'espace adjacent non chauffé.

Annexe B Le débit de ventilation hygiénique

Par 'débit exigé', on entend le débit défini dans les annexes VHR et VHNR au présent arrêté.

Dans cette annexe B, on évalue différents termes des systèmes mécaniques à la position dite 'nominale'. La position nominale (de l'installation de ventilation) est définie au § 2.

La détermination du facteur de multiplication m et du facteur de réduction pour préchauffage r s'effectue par zone de ventilation. Les locaux de l'unité PER auxquels aucune exigence n'est imposée en matière d'insufflation en air neuf, de transfert ou d'extraction vers l'extérieur, sont regroupés avec une zone de ventilation adjacente. Dans le cas où il y a plusieurs zones de ventilation adjacentes, ces locaux sont regroupés avec les zones avec lesquelles ils sont éventuellement en contact par des liaisons intérieures. S'il n'y a pas de liaison de ce genre, le choix est libre.

Conformément aux règles relatives à la subdivision d'une unité PER en secteurs énergétiques tel qu'établi au § 5.3, un secteur énergétique ne peut pas couvrir plusieurs zones de ventilation, puisqu'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, par exemple parce que les différentes parties ont des systèmes d'émission de chaleur différents (par exemple, 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 déterminer les règles à respecter pour les mesures des débits local par local, utilisées dans les calculs détaillés des facteurs $m_{\text{sec } i}$ 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 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 tel que décrit ci-dessous.

Chaque fois que dans ce paragraphe il est question de "débit d'insufflation d'air neuf exigé" ceci sous-entend le cas échéant également un "débit d'air de recirculation" dans la pièce d'habitation.

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 caractère autoréglable des bouches d'alimentation réglables.
- en ce qui concerne l'évacuation :
 - le caractère autoréglable des bouches d'évacuation réglables.
 - le manque d'étanchéité à l'air des conduits d'évacuation naturelle.

On détermine $m_{\text{zone } z}$ par zone de ventilation z comme suit :

$$\text{Eq. 140 } m_{\text{zone } z} = 1,0 + 0,5 \cdot \left(\frac{r_{\text{nat.supply, zone } z} + r_{\text{nat.exh, zone } z} + r_{\text{leak,stack, zone } z}}{r_{\text{nat.supply, zone } z, \text{def}} + r_{\text{nat.exh, zone } z, \text{def}} + r_{\text{leak,stack, zone } z, \text{def}}} \right) \quad (-)$$

avec :

$r_{\text{nat.supply, zone } z}$	un facteur de correction prenant en compte le fait que les ouvertures d'alimentation réglables sont autoréglables dans la zone de ventilation z , tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$r_{\text{nat.exh, zone } z}$	un facteur de correction prenant en compte le fait que les ouvertures d'évacuation réglables sont autoréglables dans la zone de ventilation z , tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$r_{\text{leak,stack, zone } z}$	un facteur de correction pour le manque d'étanchéité à l'air des conduits d'évacuation dans la zone de ventilation z , tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$r_{\text{nat.supply, zone } z, \text{def}}$	la valeur par défaut pour $r_{\text{nat.supply, zone } z}$, telle que déterminée ci-dessous, (-) ;
$r_{\text{nat.exh, zone } z, \text{def}}$	la valeur par défaut pour $r_{\text{nat.exh, zone } z}$, telle que déterminée ci-dessous, (-) ;
$r_{\text{leak,stack, zone } z, \text{def}}$	la valeur par défaut pour $r_{\text{leak, stack, zone } z}$, telle que déterminée ci-dessous, (-) ;

B.1.1.1 Facteur de correction $r_{\text{nat.supply, zone } z}$

Les ouvertures d'alimentation naturelle qui ont été testées conformément à la norme NBN EN 13141-1 peuvent être classées dans une catégorie donnée selon le Tableau [18]. On évalue à cet effet dans quelle mesure le débit reste constant en cas de variation de la différence de pression.

On associe par convention le facteur de correction $r_{nat.supply,zone z}$ de la zone de ventilation z au classement en catégories tel qu'indiqué au Tableau [19]. C'est l'ouverture d'alimentation réglable (OAR) ayant le facteur de correction le plus élevé qui détermine la valeur pour l'ensemble de la zone de ventilation. La valeur par défaut est de 0,20.

Tableau [18] : Classe de réglage en fonction de la différence de pression

Différence de pression P (Pa)	Débit en fonction du débit nominal à 2 Pa (q_N)				
	Classe P ₀	Classe P ₁	Classe P ₂	Classe P ₃	Classe P ₄
$0 \leq P < 2$ Pa		$\geq 0,8\sqrt{(P/2)}$ et $\leq 1,20q_N$			
2 Pa	q_N	q_N	q_N	q_N	q_N
$2 < P < 5$ Pa	Ne satisfait pas à la classe P ₁	$\geq 0,80q_N$ 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 - 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 - 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 - 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 - 100 Pa		$\leq 3,0q_N$	$\leq 2,0q_N$	$\leq 2,0q_N$	$\leq 2,0q_N$
100 - 200 Pa		$\leq 4,0q_N$	$\leq 3,0q_N$	$\leq 3,0q_N$	$\leq 3,0q_N$

Tableau [19] : Facteur de correction $r_{nat.supply,zone z}$

Classe OAR	$r_{nat.supply,zone z}$
P0	0,20
P1	0,18
P2	0,14
P3	0,08
P4	0,02

B.1.1.2 Facteur de correction $r_{nat.exh,zone z}$

On affecte la valeur suivante aux bouches d'évacuation naturelles qui ne sont pas autorégulatrices : $r_{nat.exh,zone z} = 0,20$

C'est également la valeur par défaut.

On peut déterminer des valeurs meilleures suivant des règles déterminées par le Ministre.

B.1.1.3 Facteur de correction $r_{leak,stack,zone z}$

On calcule par convention $r_{leak,stack,zone z}$ de la zone de ventilation z comme suit :

$$\text{Eq. 141 } r_{leak,stack,zone z} = \frac{\sum_k \dot{V}_{leak,stack,zone z,k}}{\dot{V}_{req,exh,zone z}} \quad (-)$$

avec :

$\dot{V}_{leak,stack,zone z,k}$ le débit de fuite conventionnel de la gaine d'évacuation naturelle k dans la zone de ventilation z , en m^3/h , arrondi à l'unité;

$\dot{V}_{req,exh,zone z}$ le débit d'évacuation total exigé pour la zone de ventilation z , égal à la somme des débits d'évacuation vers l'extérieur exigés de chacun des locaux, en m^3/h , arrondi à l'unité.

Il faut faire une somme sur tous les conduites d'évacuation naturelle k présentes dans la zone de ventilation z . On détermine le débit de fuite $\dot{V}_{leak,stack,zone z,k}$ d'une conduite d'évacuation naturelle k à la pression de service selon la procédure déterminée par le Ministre, ou en l'absence de celle-ci, conformément aux procédures décrites dans la norme NBN EN 14134. La pression de service à prendre en considération est, par convention, de 2 Pa.

Dans le cas où ou aucun résultat de mesure n'est présenté, $r_{leak,stack,zone z} = 0,025$. 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, avec ces systèmes, des aspects suivants :

- en ce qui concerne l'insufflation :
 - la régulation éventuellement défectueuse des bouches d'alimentation ;
 - le manque d'étanchéité à l'air des conduits d'insufflation mécanique.
- en ce qui concerne l'évacuation :
 - le caractère autoréglable des bouches d'évacuation réglables ;
 - le manque d'étanchéité à l'air des conduits d'évacuation naturelle.

On détermine $m_{zone z}$ par zone de ventilation z comme suit :

$$\text{Eq. 142 } m_{zone z} = 1,0 + 0,5 \cdot \left(\frac{r_{\text{mech. supply, zone } z} + r_{\text{nat. exh, zone } z} + r_{\text{leak, stack, zone } z}}{r_{\text{mech. supply, zone } z, \text{def}} + r_{\text{nat. exh, zone } z, \text{def}} + r_{\text{leak, stack, zone } z, \text{def}}} \right) \quad (-)$$

avec :

$r_{\text{mech. supply, zone } z}$	un facteur de correction pour la régulation éventuellement défectueuse des bouches d'alimentation dans chacun des locaux et pour le manque d'étanchéité à l'air des conduits d'insufflation mécanique dans la zone de ventilation z , tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
$r_{\text{nat. exh, zone } z}$	un facteur de correction pour le caractère autoréglable des bouches d'alimentation dans la zone de ventilation z , tel que déterminé selon le § B.1.1, (-) ;
$r_{\text{leak, stack, zone } z}$	un facteur de correction pour le manque d'étanchéité à l'air des conduits d'extraction dans la zone de ventilation z , tel que déterminé selon le § B.1.1, (-) ;
$r_{\text{mech. supply, zone } z, \text{def}}$	la valeur par défaut pour $r_{\text{mech. supply, zone } z}$, telle que déterminée ci-dessous, (-) ;
$r_{\text{nat. exh, zone } z, \text{def}}$	la valeur par défaut pour $r_{\text{nat. exh, zone } z}$, telle que déterminée selon le § B.1.1, (-) ;
$r_{\text{leak, stack, zone } z, \text{def}}$	la valeur par défaut pour $r_{\text{leak, stack, zone } z}$, telle que déterminée selon le § 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 :

$$\text{Eq. 143 } r_{\text{mech. supply, zone } z} = r_{\text{adj. mech. supply, zone } z} + \frac{\sum \dot{V}_{\text{leak, supply duct, zone } z, l}}{\dot{V}_{\text{req, mech. supply, zone } z}} \quad (-)$$

avec :

$r_{\text{adj, mech. supply, zone } z}$	un facteur de correction pour la régulation éventuellement défectueuse des bouches d'alimentation dans la zone de ventilation z , telles que déterminées ci-dessous, (-) ;
$\dot{V}_{\text{leak, supply duct, zone } z, l}$	les pertes par les fuites des conduits d'insufflation l dans la zone de ventilation z , à la position nominale de l'installation de ventilation, en m^3/h , arrondies à l'unité, tel que déterminé ci-dessous ;

$\dot{V}_{req,mech.supply,zone z}$ le débit d'insufflation total exigé de la zone de ventilation z , égal à la somme des débits d'insufflation en air neuf exigés pour chacun des locaux, en m^3/h , arrondi à l'unité.

Dans le deuxième terme, il faut faire une somme sur tous les réseaux de conduits d'insufflation l dans la zone de ventilation z .

On détermine le facteur de correction pour la régulation éventuellement défectueuse des bouches d'alimentation dans une zone de ventilation z comme suit :

- si, dans la zone de ventilation z , on n'a pas mesuré les débits (pour la position nominale de l'installation de ventilation) de toutes les bouches d'alimentation mécanique, on a :

$$r_{adj,mech.supply,zone z} = 0,20$$

C'est la valeur par défaut.

- si, dans la zone de ventilation z , on a mesuré les débits (pour la position nominale de l'installation de ventilation) de toutes les bouches d'alimentation mécanique, on a :

- si chacune des valeurs mesurées par local des débits d'insufflation mécanique (y compris les débits de recirculation) se situe entre 100% et 120% de la valeur exigée pour le local considéré, on a :

$$r_{adj,mech.supply,zone z} = 0$$

- si chacune des valeurs mesurées par local des débits d'insufflation mécanique (y compris les débits de recirculation) est égale à au moins 100% de la valeur exigée pour le local considéré, mais qu'une ou plusieurs valeurs dépassent 120% des valeurs exigées, on a :

$$\text{Eq. 144 } r_{adj,mech.supply,zone z} = \max \left[0 ; \min \left\{ 0,20 ; \frac{\sum_j \dot{V}_{meas,mech.supply,rm j}}{\dot{V}_{req,mech.supply,zone z}} - 1,20 \right\} \right] \quad (-)$$

où il faut faire une somme sur tous les débits mécaniques mesurés par local ($\dot{V}_{meas,mech.supply,rm j}$, en m^3/h , arrondi à l'unité) de tous les locaux d'alimentation j de la zone de ventilation z . $\dot{V}_{req,mech.supply,zone z}$ est le débit d'insufflation mécanique total exigé dans la zone de ventilation z et est égal à la somme des débits d'insufflation en air neuf exigés des locaux individuels, en m^3/h , arrondi à l'unité,

- sinon :

$$r_{adj,mech.supply,zone z} = 0,20$$

On détermine les pertes de fuite de tous les réseaux de conduits d'insufflation à la pression de service dans la zone de ventilation z comme suit :

- en mesurant chacun des réseaux de conduits d'insufflation. Les mesures s'effectuent selon la procédure déterminée par le Ministre, ou en l'absence de celle-ci, conformément aux procédures décrites dans la norme NBN EN 14134 ;
- la valeur par défaut est de :

$$\text{Eq. 145} \quad \sum_k \dot{V}_{\text{leak, supply duct, zone } z, k} = 0,18 \cdot \dot{V}_{\text{req, mech. supply, zone } z} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

Cette valeur est d'application :

- si on n'a pas effectué de mesure antérieure pour tous les réseaux de conduits d'insufflation ;
- 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 $m_{\text{zone } z}$ tient compte, avec ces systèmes, des aspects suivants :

- en ce qui concerne l'alimentation :
 - le caractère autoréglable des bouches d'alimentation réglables ;
- en ce qui concerne l'extraction :
 - la régulation éventuellement défectueuse des bouches d'extraction ;
 - le manque d'étanchéité à l'air des conduits d'extraction mécanique.

On détermine $m_{\text{zone } z}$ par zone de ventilation z comme suit :

$$\text{Eq. 146} \quad m_{\text{zone } z} = 1,0 + 0,5 \times \left(\frac{r_{\text{nat. supply, zone } z} + r_{\text{mech. extr, zone } z}}{r_{\text{nat. supply, zone } z, \text{def}} + r_{\text{mech. extr, zone } z, \text{def}}} \right) \quad (-)$$

avec :

$r_{\text{nat. supply, zone } z}$ un facteur de correction pour le caractère autoréglable des bouches d'alimentation réglables de la zone de ventilation z , tel que déterminé selon le § B.1.1, (-) ;

$r_{\text{mech. extr, zone } z}$ un facteur de correction pour la régulation éventuellement défectueuse des bouches d'extraction dans chacun des locaux et pour le manque d'étanchéité à l'air des conduits d'extraction mécanique dans la zone de ventilation z , tel que déterminé ci-dessous, (-) ;

$r_{\text{nat. supply, zone } z, \text{def}}$ la valeur par défaut pour $r_{\text{nat. supply, zone } z}$, telle que déterminée selon le § B.1.1, (-) ;

$r_{\text{mech. extr, zone } z, \text{def}}$ la valeur par défaut pour $r_{\text{mech. extr, zone } z}$, telle que déterminée ci-dessous, (-).

B.1.3.1 Facteur de correction $r_{\text{mech. extr, zone } z}$

On calcule $r_{\text{mech. extr, zone } z}$ par zone de ventilation z comme suit :

$$\text{Eq. 147} \quad r_{\text{mech. extr, zone } z} = r_{\text{adj, mech. extr, zone } z} + \frac{\sum_m \dot{V}_{\text{leak, extr. duct, zone } z, m}}{\dot{V}_{\text{req, mech. extr, zone } z}} \quad (-)$$

avec :

- $r_{adj,mech.extr,zone z}$ un facteur de correction pour la régulation éventuellement défectueuse des bouches d'extraction dans la zone de ventilation z , tel que déterminé ci-dessous, (-) ;
- $\dot{V}_{leak,extr.duct,zone z,m}$ les pertes par les fuites du réseau de conduits d'extraction m dans la zone de ventilation z , à la position nominale de l'installation de ventilation, en m^3/h , arrondies à l'unité, telles que déterminées ci-dessous ;
- $\dot{V}_{req, mech. extr, zone z}$ le débit d'extraction total exigé de la zone de ventilation z , égal à la somme des débits d'extraction vers l'extérieur exigés de chacun des locaux, en m^3/h , arrondi à l'unité.

Dans le deuxième terme, il faut faire une somme sur tous les réseaux de conduits d'extraction m présents dans la zone de ventilation z .

On détermine le facteur de correction pour la régulation éventuellement défectueuse des bouches d'extraction dans une zone de ventilation z comme suit :

- si, dans une zone de ventilation z , on n'a pas mesuré les débits (pour la position nominale de l'installation de ventilation) de toutes les bouches d'extraction mécanique, on a :

$$r_{adj,mech.extr,zone z} = 0,20$$

C'est la valeur par défaut.

- si, dans une zone de ventilation z , on a mesuré les débits (pour la position nominale de l'installation de ventilation) de toutes les bouches d'extraction mécanique, on a :

- si chacune des valeurs des débits d'extraction mécanique mesurées pour chaque local se situe entre 100% et 120% de la valeur exigée pour le local considéré, on a :

$$r_{adj,mech.extr,zone z} = 0$$

- si chacune des valeurs des débits d'extraction mécanique mesurées pour chaque local est égale à au moins 100% de la valeur exigée pour le local considéré, mais que 1 ou plusieurs valeurs dépassent 120% des valeurs exigées, on a :

$$\text{Eq. 148 } r_{adj,mech.extr,zone z} = \max \left[0 ; \min \left\{ 0,20 ; \frac{\sum_j \dot{V}_{meas,mech.extr,rm j}}{\dot{V}_{req,mech.extr,zone z}} - 1,20 \right\} \right] \quad (-)$$

où il faut faire une somme sur tous les débits mécaniques mesurés pour chaque local ($\dot{V}_{meas,mech.extr,rm j}$, en m^3/h , arrondi à l'unité) de tous les locaux d'extraction j de la zone de ventilation z . $\dot{V}_{req,mech.extr,zone z}$ est le débit d'extraction mécanique total exigé dans la zone de ventilation z et est égal à la somme des débits d'extraction vers l'extérieur exigés de chacun des locaux, en m^3/h , arrondi à l'unité.

- sinon :

$$r_{adj,mech.extr,zone z} = 0,20$$

On détermine les pertes de fuite de tous les réseaux de conduits d'extraction à la pression de service dans la zone de ventilation z comme suit :

- en mesurant chacun des réseaux de conduits d'extraction. Les mesures s'effectuent selon la procédure déterminée par le Ministre, ou en l'absence de celle-ci, conformément aux procédures décrites dans NBN EN 14134. ;
- la valeur par défaut est de :

$$\text{Eq. 149} \quad \sum_1 \dot{V}_{\text{leak, extr duct, zone z, l}} = 0,18 \cdot \dot{V}_{\text{req, mech. extr, zone z}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

Cette valeur est d'application :

- si on n'a pas effectué de mesure antérieure pour tous les réseaux de conduits d'extraction ;
- 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 $m_{\text{zone z}}$ tient compte, avec ces systèmes, des aspects suivants :

- en ce qui concerne l'insufflation :
 - la régulation éventuellement défectueuse des bouches d'alimentation ;
 - le manque d'étanchéité à l'air des conduits d'insufflation mécanique ;
- en ce qui concerne l'extraction :
 - la régulation éventuellement défectueuse des bouches d'extraction ;
 - le manque d'étanchéité à l'air des conduits d'extraction mécanique.

On détermine $m_{\text{zone z}}$ par zone de ventilation z comme suit :

$$\text{Eq. 150} \quad m_{\text{zone z}} = 1,0 + 0,5 \cdot \frac{r_{\text{all mech, zone z}}}{r_{\text{all mech, zone z, def}}} \quad (-)$$

avec :

$r_{\text{all mech, zone z}}$ un facteur de correction pour le manque d'étanchéité à l'air des conduits d'insufflation et d'extraction et pour la régulation éventuellement défectueuse des bouches d'alimentation et d'extraction dans chacun des locaux de la zone de ventilation z, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;

$r_{\text{all mech, zone z, def}}$ la valeur par défaut pour $r_{\text{all mech, zone z}}$, telle que déterminée ci-dessous, (-).

B.1.4.1 Facteur de correction $r_{\text{all mech, zone z}}$

On calcule $r_{\text{all mech, zone z}}$ par zone de ventilation z comme suit :

$$\text{Eq. 151} \quad r_{\text{all mech, zone z}} = \frac{\max(\dot{V}_{\text{calc, mech. supply, zone z}} ; \dot{V}_{\text{calc, mech. extr, zone z}})}{\max(\dot{V}_{\text{req, mech. supply, zone z}} ; \dot{V}_{\text{req, mech. extr, zone z}})} \quad (-)$$

avec :

$$\text{Eq. 152} \quad \dot{V}_{\text{calc,mech.supply,zone } z} = r_{\text{adj,mech.supply,zone } z} \cdot \dot{V}_{\text{req,mech.supply,zone } z} + \sum_1 \dot{V}_{\text{leak,supplyduct,zone } z,1} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

$$\text{Eq. 153} \quad \dot{V}_{\text{calc,mech.extr,zone } z} = r_{\text{adj,mech.extr,zone } z} \cdot \dot{V}_{\text{req,mech.extr,zone } z} + \sum_m \dot{V}_{\text{leak,extr duct,zone } z,m} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

avec :

$r_{\text{adj,mech.supply,zone } z}$ un facteur de correction pour le réglage éventuellement défectueux des bouches d'alimentation dans la zone de ventilation z , tel que déterminé selon le § B.1.2, (-) ;

$\dot{V}_{\text{leak,supply duct,zone } z,1}$ les pertes de fuite du réseau de conduits d'insufflation 1 dans la zone de ventilation z , pour la position nominale de l'installation de ventilation, en m^3/h , arrondies à l'unité, telles que déterminées selon le § B.1.2 ;

$\dot{V}_{\text{req,mech.supply,zone } z}$ le débit d'extraction total exigé pour la zone de ventilation z , égal à la somme des débits d'insufflation en air neuf exigés des locaux individuels, en m^3/h , arrondi à l'unité ;

$r_{\text{adj,mech.extr,zone } z}$ un facteur de correction pour la réglabilité éventuellement défectueuse des bouches d'extraction dans la zone de ventilation z , tel que déterminé selon le § B.1.3, (-) ;

$\dot{V}_{\text{leak,extr duct,zone } z,m}$ les pertes par les fuites du réseau de conduits d'extraction m dans la zone de ventilation z , pour la position nominale de l'installation de ventilation, en m^3/h , arrondies à l'unité, telles que déterminées selon le § B.1.3 ;

$\dot{V}_{\text{req,mech.extr,zone } z}$ le débit d'extraction total exigé de la zone de ventilation z , égal à la somme des débits d'extraction vers l'extérieur exigés des locaux individuels, en m^3/h , arrondi à l'unité.

Il faut faire une somme sur tous les réseaux de conduits d'insufflation 1 et sur tous les réseaux de conduits d'extraction m dans la zone de ventilation z .

B.2 Facteur de réduction pour préchauffage

Chaque fois que dans ce paragraphe il est question de "débits d'insufflation en air neuf exigés", cela signifie le cas échéant le débit total d'insufflation en air neuf exigé (on considère donc par convention qu'il n'y a aucune recirculation d'air dans l'espace de séjour).

Le facteur de réduction pour préchauffage r d'un secteur énergétique i est égal au facteur de réduction pour préchauffage de la zone de ventilation z dont le secteur énergétique i fait partie :

$$\text{Eq. 154} \quad r_{\text{preh,heat,sec } i} = r_{\text{preh,heat,zone } z}$$

$$\text{Eq. 155} \quad r_{\text{preh,cool,sec } i} = r_{\text{preh,cool,zone } z}$$

$$\text{Eq. 156} \quad r_{\text{preh,overh,sec } i} = r_{\text{preh,overh,zone } z}$$

La détermination du facteur de réduction pour préchauffage de la zone de ventilation z à l'aide d'un appareil de récupération de chaleur s'effectue tel que décrit ci-après. Les règles pour le traitement du préchauffage par passage à travers un espace adjacent non chauffé et/ou à travers une gaine d'amenée souterraine sont déterminées par le Ministre ou, à défaut, sur base d'une demande d'équivalence.

S'il n'y a pas de préchauffage, la valeur de r est égale à 1 dans chacun des cas.

La présente annexe ne traite pas des pompes à chaleur utilisant l'air repris comme source de chaleur :

- si la pompe à chaleur sert au chauffage, le calcul s'effectue selon le § 10.2.3.3 ;
- si la pompe à chaleur sert à la préparation d'eau chaude sanitaire, le calcul s'effectue selon le § 10.3.3.

Appareil de récupération de chaleur dans le cas d'une ventilation mécanique double flux

Dans une zone de ventilation z avec de la ventilation mécanique double flux, il est possible de préchauffer dans une plus ou moins grande mesure l'alimentation en air neuf à l'aide d'un échangeur de chaleur qui soustrait de la chaleur à l'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 se peut éventuellement que toutes les alimentations en air ne soient pas préchauffées. Inversement, l'extraction mécanique vers l'extérieur peut éventuellement se faire par différentes sorties d'air et il se peut qu'il n'y ait pas de récupération de chaleur pour certains de ces flux d'air. Si, en fin de compte, le débit total d'insufflation mécanique diffère du débit total d'extraction mécanique dans la zone de ventilation z, un flux d'air supplémentaire incontrôlé (vers l'intérieur ou l'extérieur) se produira forcément à travers l'enveloppe¹⁷.

Les ventilateurs avec un contrôle automatique du débit ont une influence favorable sur le facteur de réduction du préchauffage, car l'équilibre du débit peut être maintenu, même lorsque les conditions de fonctionnement changent (p.ex. à cause de l'encrassement des filtres, ...). La régulation automatique du débit est une caractéristique du produit qui est déterminée pour tous les ventilateurs d'un groupe de ventilation et qui signifie qu'une régulation garantit que le débit fourni ne s'écarte pas de plus de 5 % de la valeur de consigne. Cette caractéristique du produit doit être vérifiée, pour chaque ventilateur du groupe, au moyen de mesures de débit pour toute la gamme de débit/pression du ventilateur.

Dans la plupart des cas, on peut déterminer le facteur de réduction pour chauffage résultant du préchauffage par récupération de chaleur de l'alimentation en air neuf dans une zone de ventilation z à l'aide de la formule suivante :

$$\text{Eq. 157} \quad r_{\text{preh,heat,zone z}} = \frac{\sum_p \left\{ \dot{V}_{\text{in,p}} - e_{\text{heat,hr,p}} \min(\dot{V}_{\text{in,p}}; \dot{V}_{\text{out,p}}) \right\} + \max \left\{ 0, \sum_p (\dot{V}_{\text{out,p}} - \dot{V}_{\text{in,p}}) \right\}}{\max \left(\sum_p \dot{V}_{\text{in,p}}; \sum_p \dot{V}_{\text{out,p}} \right)} \quad (-)$$

¹⁷ Par souci de simplification, on ne tient pas compte, par convention tout comme dans le § 7.8.2, de l'interaction possible entre le terme d'in/exfiltration et le terme de ventilation hygiénique.

avec :

$e_{\text{heat,hr,p}}$ un facteur adimensionnel qui indique l'importance de la récupération de chaleur à l'endroit p , déterminé comme suit :

- si le flux d'insufflation en air neuf p n'est pas préchauffé, on a $e_{\text{heat,hr,p}} = 0$

- si le flux d'insufflation en air neuf p est préchauffé à l'aide d'un appareil de récupération de chaleur, on a $e_{\text{heat,hr,p}} = r_p \cdot \eta_{\text{test,p}}$

Le facteur r_p est déterminé tel que décrit ci-dessous. Le rendement thermique $\eta_{\text{test,p}}$ de l'appareil de récupération de chaleur à l'endroit p est déterminé tel que décrit à l'Annexe G de la présente annexe. Une valeur de rendement thermique peut être utilisée à la condition que ni $\dot{V}_{\text{in,p}}$ ni $\dot{V}_{\text{out,p}}$ ne soit supérieur au débit volumique pendant le test tel que défini à l'Annexe G de la présente annexe ;

$\dot{V}_{\text{in,p}}$ le débit d'air entrant à l'endroit p , en m^3/h , déterminé tel que décrit ci-dessous ;

$\dot{V}_{\text{out,p}}$ le débit d'air sortant à l'endroit p , en m^3/h , déterminé tel que décrit ci-dessous.

Il faut faire une somme sur tous les endroits p de la zone de ventilation z où a lieu une insufflation mécanique en air neuf et/ou une extraction mécanique vers l'extérieur.

On détermine le débit d'air neuf entrant à l'endroit p comme suit :

- si le groupe de ventilation qui fournit le débit entrant et le débit sortant à l'endroit p est équipé d'une régulation de débit automatique telle que définie plus haut, on a :

$$\text{Eq. 158 } \dot{V}_{\text{in,p}} = \dot{V}_{\text{supply,setpoint,nom,p}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

où on considère la valeur de consigne du débit entrant à l'endroit p pour la position nominale du ventilateur, en m^3/h , arrondi à l'unité ;

- dans tous les autres cas, on a :

$$\text{Eq. 159 } \dot{V}_{\text{in,p}} = \dot{V}_{\text{mechsupply,p}} + \dot{V}_{\text{leak,supplyduct,p}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

Pour la détermination des pertes de fuite du réseau de conduits d'insufflation $\dot{V}_{\text{leak,supplyduct,p}}$, en m^3/h , arrondies à l'unité, les mêmes règles s'appliquent que pour la ventilation mécanique simple flux par insufflation (voir § B.1.2). Si aucune valeur de mesure des pertes de fuite n'est disponible, leur valeur est supposée égale à zéro.

Si les débits d'insufflation pour la position nominale de l'installation de ventilation sont effectivement mesurés dans tous les locaux alimentés en air neuf via l'endroit p , on utilise alors pour $\dot{V}_{\text{mechsupply,p}}$ la somme de ces valeurs mesurées, en m^3/h , arrondie à l'unité. Dans l'autre cas, $\dot{V}_{\text{mechsupply,p}}$ est supposé égal à la somme des débits d'insufflation en air neuf exigés par local, en m^3/h , arrondie à l'unité.

Si l'appareil de récupération de chaleur alimente plusieurs unités PEB, il ne faut pas tenir compte des débits des autres unités PEB pour la détermination du facteur de réduction pour préchauffage.

On détermine le débit d'air d'extraction vers l'extérieur à l'endroit p comme suit :

- si le groupe de ventilation qui fournit le débit entrant et le débit sortant à l'endroit p est équipé d'une régulation de débit automatique telle que définie plus haut, on a :

$$\text{Eq. 160 } \dot{V}_{\text{out},p} = \dot{V}_{\text{extr,setpoint,nom},p} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

où l'on considère la valeur de consigne du débit sortant à l'endroit p pour la position nominale du ventilateur, en m³/h, arrondi à l'unité ;

- dans tous les autres cas, on a :

$$\text{Eq. 161 } \dot{V}_{\text{out},p} = \dot{V}_{\text{mechextr},p} + \dot{V}_{\text{leak,extr duct},p} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

En ce qui concerne la détermination des pertes de fuite du réseau de conduits d'extraction $\dot{V}_{\text{leak,extr duct},p}$, en m³/h, arrondies à l'unité, les mêmes règles que pour la ventilation mécanique simple flux par extraction (voir § B.1.3) s'appliquent. Si aucune valeur de mesure des pertes de fuite n'est disponible, leur valeur est supposée égale à zéro.

Si les débits d'extraction pour la position nominale de l'installation de ventilation sont effectivement mesurés dans tous les locaux d'où de l'air est aspiré vers l'extérieur via l'endroit p, on utilise alors pour $\dot{V}_{\text{mechextr},p}$ la somme de ces valeurs mesurées, en m³/h, arrondie à l'unité. Dans l'autre cas, $\dot{V}_{\text{mechextr},p}$ est supposé égal à la somme des débits d'extraction vers l'extérieur exigés, en m³/h, arrondie à l'unité.

Si l'appareil de récupération de chaleur alimente plusieurs unités PEB, il ne faut pas tenir 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 le groupe de ventilation qui fournit le débit entrant et le débit sortant à l'endroit p est équipé d'une régulation de débit automatique telle que définie plus haut, 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 comme suit :

$$r_{preh,overh,zone z} = r_{preh,cool,zone z} =$$

$$\text{Eq. 162} \quad \frac{\sum_p \left\{ \dot{V}_{in,p} - e_{cool,hr,p} \min(\dot{V}_{in,p}; \dot{V}_{out,p}) \right\} + \max \left\{ 0, \sum_p (\dot{V}_{out,p} - \dot{V}_{in,p}) \right\}}{\max \left(\sum_p \dot{V}_{in,p}; \sum_p \dot{V}_{out,p} \right)} \quad (-)$$

où les différents termes sont les mêmes que ci-dessus, à l'exception de $e_{cool,hr,p}$, dont la valeur est déterminée comme suit :

- si l'appareil de récupération de chaleur p est équipé d'un by-pass grâce auquel le passage à travers l'échangeur de chaleur est totalement interrompu, ou s'il peut être totalement inactivé d'une autre façon (par exemple, par l'arrêt d'une roue thermique rotative), on a :

$$\text{Eq. 163} \quad e_{cool,hr,p} = 0 \quad (-)$$

- si l'appareil de récupération de chaleur p est équipé d'un by-pass mais que le passage à travers l'échangeur de chaleur n'est pas totalement interrompu pour autant ou s'il n'est pas totalement inactivé d'une autre façon, on a :

$$\text{Eq. 164} \quad e_{cool,hr,p} = 0,5 \times e_{heat,hr,p} \quad (-)$$

- dans tous les autres cas :

$$\text{Eq. 165} \quad e_{cool,hr,p} = e_{heat,hr,p} \quad (-)$$

B.3 Pré-refroidissement de l'air de ventilation

B.3.1 Règle de calcul

Le facteur de multiplication mensuel $r_{precool,seci,m}$ pour l'effet du pré-refroidissement de l'air de ventilation pour les besoins de refroidissement et pour l'évaluation du risque de surchauffe du secteur énergétique i est égal au facteur de multiplication pour l'effet du pré-refroidissement de la zone de ventilation z dont le secteur énergétique fait partie :

$$\text{Eq. 166} \quad r_{precool,seci,m} = r_{precool,zone z,m} \quad (-)$$

S'il n'y a pas de système prévu pour le 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 refroidi à l'aide d'un système de pré-refroidissement de l'air de ventilation, alors $r_{precool,zone z,m}$ est égale à 1.

Si plusieurs unités PEB utilisent le même système de pré-refroidissement de l'air de ventilation, la valeur par défaut pour $r_{precool,zone z,m}$ est égale à 1 ; des valeurs plus favorables peuvent être utilisées sur base d'une demande d'équivalence.

Si un système de pré-refroidissement de l'air de ventilation est présent et si l'entièreté du débit de ventilation hygiénique de la zone de ventilation z est refroidi à l'aide de ce système de pré-refroidissement, $r_{precool,zone z,m}$ doit être déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 167 } r_{\text{precool,zone } z,m} = 1 - e_{\text{precool},m} \cdot \frac{\theta_{\text{precool,ref,max},m} - (\theta_{e,m} + \Delta\theta_{e,m})}{23 - (\theta_{e,m} + \Delta\theta_{e,m})} \quad (-)$$

avec :

- $e_{\text{precool},m}$ l'efficacité mensuelle du système de pré-refroidissement concerné, (-) ;
- $\theta_{\text{precool,ref,max},m}$ la température de référence pour l'abaissement de température maximal, en °C ;
- $\theta_{e,m}$ la température extérieure moyenne mensuelle, en °C, selon le Tableau [1] ;
- $\Delta\theta_{e,m}$ une hausse de la température extérieure moyenne mensuelle pour le calcul du besoin net en énergie pour le refroidissement, égale par hypothèse à 1°C.

Les expressions de $e_{\text{precool},m}$ et $\theta_{\text{precool,ref,max},m}$ sont développées pour deux types de technologies dans les prochains paragraphes. Pour d'autres technologies, $r_{\text{precool,zone } z,m}$ devra être déterminé selon des règles déterminées par le Ministre.

B.3.2 Echangeur de chaleur sol-eau

Les échangeurs de chaleurs placés dans le sol sont utilisés pour refroidir ou réchauffer l'air de ventilation (pré-refroidissement / préchauffage). Ici, c'est la masse thermique de la terre qui est utilisée pour fournir la chaleur à transférer. A 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 tubes qui sont couplés à une batterie d'air par l'intermédiaire d'un collecteur. L'eau passant à travers la pompe est mise en circulation à travers les tubes et refroidira ou réchauffera 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 vaut :

$$\text{Eq. 168 } e_{precool,m} = 0,7 \cdot w_{soil/water,m} \quad (-)$$

avec :

$w_{soil/water,m}$ un facteur mensuel qui tient compte du temps de fonctionnement de l'échangeur de chaleur sol-eau (-) :

$$\begin{aligned} \text{Eq. 169 } & \text{si } \theta_{e,m} - \theta_{soil,m} \leq 0 && \text{alors } w_{soil/water,m} = 0 \\ & \text{si } 0 < \theta_{e,m} - \theta_{soil,m} \leq 2 && \text{alors } w_{soil/water,m} = 0,5 \\ & \text{si } \theta_{e,m} - \theta_{soil,m} > 2 && \text{alors } w_{soil/water,m} = 1 \end{aligned} \quad (-)$$

où :

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

$\theta_{soil,m}$ la température moyenne mensuelle du sol définie en fonction de la profondeur des conduites, telle que déterminée selon le § B.3.2.2, en °C.

B.3.2.2 Température de référence pour l'abaissement de température maximal $\theta_{precool,ref,max,m}$

La température de référence pour la détermination de la performance de l'échangeur de chaleur sol-eau est donnée par :

$$\text{Eq. 170 } \theta_{precool,ref,max,m} = \frac{\left(\frac{e_{wt} \theta_{soil,m}}{e_{wt} - 1} - \frac{0,34 \sum \dot{V}_{hyg,cool,sec i}}{1160 \dot{V}_W} (\theta_{e,m} + \Delta\theta_{e,m}) \right)}{\left(1 - \frac{0,34 \sum \dot{V}_{hyg,cool,sec i}}{1160 \dot{V}_W} + \frac{1}{e_{wt} - 1} \right)} \quad (^\circ\text{C})$$

avec :

$\dot{V}_{hyg,cool,sec i}$ le débit de ventilation hygiénique du secteur énergétique i , pour les calculs de refroidissement, tel que défini selon le § 7.8.4, en m^3/h ;

- \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 définie en fonction de la profondeur des conduites, telle que déterminée ci-dessous, en °C ;
- $\theta_{e,m}$ la température extérieure moyenne mensuelle, en °C, selon le Tableau [1] ;
- $\Delta\theta_{e,m}$ une hausse de la température extérieure moyenne mensuelle pour le calcul du besoin net en énergie pour le refroidissement, égale par hypothèse à 1°C.

Il faut faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i de la zone de ventilation z qui sont reliés à l'échangeur de chaleur.

Pour la détermination de la température moyenne mensuelle du sol $\theta_{soil,m}$, il faut faire une distinction entre les conduites du sol horizontales et verticales :

- conduites horizontales : déduire la température moyenne mensuelle du sol du Tableau [20] ;
- conduites verticales : déterminer la température moyenne mensuelle du sol suivant la formule suivante :

$$\text{Eq. 171 } \theta_{soil,m} = \frac{\theta_{soil,1m,m} + \theta_{soil,2m,m} + \theta_{soil,3m,m} + \theta_{soil,4m,m} + \theta_{soil,5m,m} \cdot (L_{soil/water} - 4)}{L_{soil/water}} \quad (^\circ\text{C})$$

$\theta_{soil,1m,m}$, $\theta_{soil,2m,m}$, $\theta_{soil,3m,m}$, $\theta_{soil,4m,m}$ et $\theta_{soil,5m,m}$ la température moyenne mensuelle du sol à respectivement 1, 2, 3, 4 et 5 m de profondeur, déduite du Tableau [20], en °C ;

$L_{soil/water}$ la profondeur maximale de la conduite dans le sol, en m.

Tableau [20] : Température moyenne du sol pour la détermination du $\theta_{soil,m}$

	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 :

$$\text{Eq. 172 } e_{wt} = 1 - e^{-\frac{\alpha_{wt} A_{wt}}{1160 \dot{V}_w}} \quad (-)$$

avec :

α_{wt} le coefficient de transmission thermique des conduites dans l'échangeur de chaleur sol-eau, tel que déterminé ci-dessous, en W/m².K ;

A_{wt} la surface d'échange des conduites, telle que déterminée ci-dessous, en m^2 ;

\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 conduites α_{wt} est déterminé suivant :

$$\text{Eq. 173 } \alpha_{wt} = \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_{tube} + 2t_{tube}}{D_{tube}}\right)}{2\lambda_{tube}/D_{tube}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{tube} + 2t_{soil}}{D_{tube} + 2t_{tube}}\right)}{2\lambda_{soil}/D_{tube}} \right)^{-1} \quad (W/(m^2.K))$$

avec :

α_i le coefficient de convection interne de l'écoulement dans la conduite de l'échangeur de chaleur pour le pré-refroidissement, tel que déterminé ci-dessous, en $W/m^2.K$;

t_{soil} l'épaisseur du massif de terre autour de la conduite considérée, telle que déterminée ci-dessous, en m ;

D_{tube} le diamètre intérieur de la conduite, en m ;

t_{tube} l'épaisseur de la paroi de la conduite, en m ;

λ_{tube} la conductivité thermique de la conduite, en $W/m.K$;

λ_{soil} la conductivité thermique du sol, considérée égale à 2, en $W/m.K$.

Le coefficient de convection interne est donné par :

• pour l'eau :

$$\text{Eq. 174 } \alpha_i = 0,58 \frac{Nu}{D_{tube}} \quad (W/(m^2.K))$$

pour une solution eau/glycol (tous les types) :

$$\text{Eq. 175 } \alpha_i = 0,43 \frac{Nu}{D_{tube}} \quad (W/(m^2.K))$$

avec :

$$\text{Eq. 176 } Nu = \left(Nu_{lam}^5 + Nu_{turb}^5 \right)^{1/5} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 177 } Nu_{lam} = \left[3,66^3 + 1,61^3 \cdot \left(\frac{Re \cdot Pr \cdot D_{tube}}{L_{tube}} \right) \right]^{1/3} \quad (-)$$

avec :

$$\text{Eq. 178 } Nu_{turb} = \frac{f_{turb} \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{2 \times \left(1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{f_{turb}}{2}} \cdot (Pr^{2/3} - 1) \right)} \quad (-)$$

avec :

$$\text{Eq. 179 } f_{\text{turb}} = (1,58 \cdot \ln \text{Re} - 3,28)^{-2} \quad (-)$$

avec :

- pour l'eau :

$$\text{Eq. 180 } \text{Re} = 996200 \frac{4}{3600\pi} \frac{\dot{V}_w}{n_{\text{tube}} D_{\text{tube}}} \quad (-)$$

$$\text{Pr} = 7$$

- pour une solution eau/glycol (tous les types) :

$$\text{Eq. 181 } \text{Re} = 624200 \frac{4}{3600\pi} \frac{\dot{V}_w}{n_{\text{tube}} D_{\text{tube}}} \quad (-)$$

$$\text{Pr} = 12,5$$

L'épaisseur du massif de terre autour de la conduite considérée, t_{soil} , est donnée par :

$$\text{Eq. 182 } t_{\text{soil}} = \frac{p_{\text{tube}} - D_{\text{tube}}}{2} \text{ si } p_{\text{tube}} - D_{\text{tube}} < 0,5$$
$$t_{\text{soil}} = 0,25 \text{ si } p_{\text{tube}} - D_{\text{tube}} \geq 0,5 \quad (\text{m})$$

avec :

p_{tube} la distance entre les conduites parallèles, en m ;
 D_{tube} le diamètre intérieur de la conduite, en m.

La surface d'échange des conduites A_{wt} est donnée par :

$$\text{Eq. 183 } A_{\text{wt}} = \pi \cdot D_{\text{tube}} \cdot L_{\text{tube}} \cdot n_{\text{tube}} \quad (\text{m}^2)$$

D_{tube} le diamètre intérieur de la conduite, en m ;
 L_{tube} la longueur de la conduite, en m ;
 n_{tube} le nombre de conduites en parallèle, (-).

B.3.3 Refroidissement par évaporation

Le principe du refroidissement par évaporation (ou refroidissement adiabatique) est de refroidir l'air de ventilation fourni d'un bâtiment par injection d'eau. Il existe de nombreuses variantes de cette technologie, avec des prétraitements et des techniques de récupération différentes. La performance des systèmes de refroidissement par évaporation est fortement variable en fonction du type de conception de ces systèmes.

Si de l'eau ordinaire est injectée dans l'air de ventilation amené ou l'air de ventilation extrait, alors la méthode suivante peut être appliquée. Pour tous les autres systèmes plus complexes, le facteur $r_{\text{precool,zone } z,m}$ devra être déterminé sur base du principe d'équivalence.

B.3.3.1 Efficacité $e_{\text{precool},m}$ du système de pré-refroidissement

Pour du refroidissement par évaporation, la valeur par défaut pour l'efficacité vaut :

$$\text{Eq. 184 } e_{\text{precool},m} = 0,8 \cdot w_{\text{evap},m} \quad (-)$$

avec :

$w_{\text{evap},m}$ un facteur mensuel qui tient compte du temps de fonctionnement du refroidissement par évaporation (-) :

$$\text{Eq. 185 } \begin{cases} \text{si } Q_{\text{cool,net},m} \leq 0 \text{ alors } w_{\text{evap},m} = 0 \\ \text{si } Q_{\text{cool,net},m} > 0 \text{ alors } w_{\text{evap},m} = 1 \end{cases} \quad (\text{MJ})$$

avec :

$Q_{\text{cool,net,seci},m}$ les besoins mensuels nets en énergie pour le refroidissement d'un secteur énergétique i , déterminés sans prendre en compte le système de refroidissement par évaporation considéré, en MJ.

Il faut faire la somme sur tous les secteurs énergétiques i de la zone de ventilation z qui sont reliés au refroidissement par évaporation.

B.3.3.2 Température de référence pour l'abaissement de température maximal $\theta_{\text{precool,ref,max},m}$

Si de l'eau ordinaire est injectée dans l'air de ventilation amené ou l'air de ventilation extrait, alors la température de référence est la température humide du débit d'air concerné. La valeur par défaut de $\theta_{\text{precool,ref,max},m}$ est égale à la température moyenne mensuelle humide, donnée au Tableau [21].

Tableau [21] : Température mensuelle moyenne humide (°C)

Jan	Fév	Mar	Avr	Mai	Juin	Juil	Aoû	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

Annexe C L'ensoleillement mensuel

C.1 Introduction

La présente annexe décrit les algorithmes de calcul de l'ensoleillement mensuel d'une surface quelconque j . L'ensoleillement est calculé pour les parois transparentes, les systèmes d'énergie solaire passifs, les capteurs solaires thermiques et les systèmes photovoltaïques. Pour l'utilisateur, seul le § C.2, où l'on 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 une surface horizontale, la pente est de 0° ; pour une surface verticale, 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 sur le 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

Une surface ensoleillée j peut être ombragée par des éléments environnants étrangers au bâtiment, appelés obstacles, et par des éléments liés au bâtiment, appelés saillies horizontales et verticales. Les obstacles font écran au rayonnement solaire direct si le soleil descend en dessous d'une hauteur déterminée. Les saillies horizontales font écran au rayonnement solaire direct si le soleil se trouve au-dessus d'une hauteur déterminée et les saillies latérales font écran au rayonnement solaire direct si l'angle horaire est inférieur ou supérieur à une valeur déterminée. 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

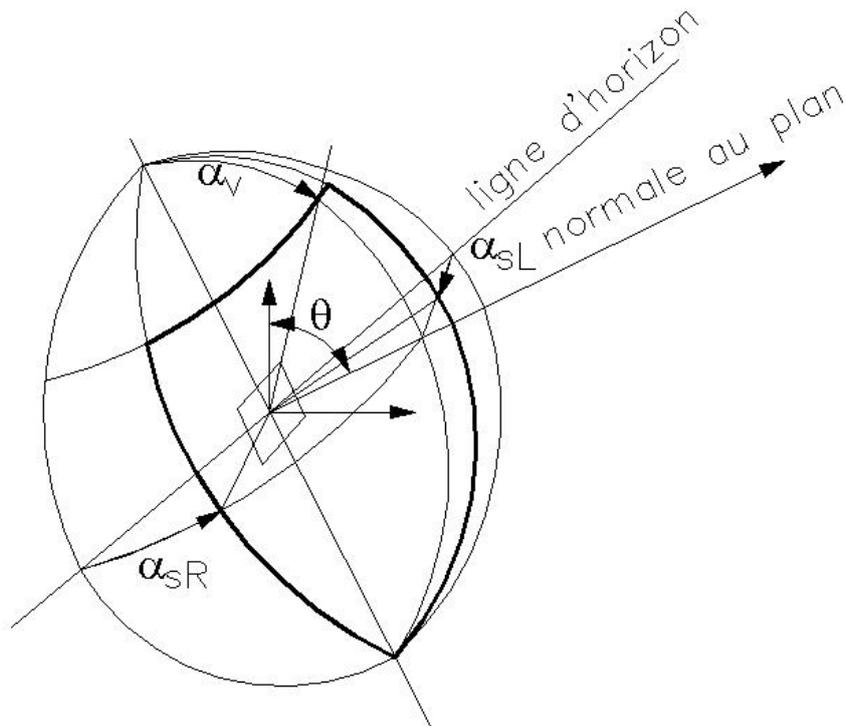
Les obstacles sont schématisés par un seul plan appelé plan d'obstacle vertical. L'angle d'obstruction α_h est l'angle entre le plan horizontal et la ligne reliant le point central de la surface ensoleillée au bord supérieur du plan d'obstacle vertical.

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 dans le plan vertical α_v (0° en l'absence de saillie horizontale, valeur maximale 180°), à l'aide d'un angle de saillie à gauche α_{sL} (0° en l'absence de saillie à gauche, valeur maximale 180°) et à l'aide 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 horizontales et verticales forment un rectangle sur une photo prise au grand angle (fish-eye) depuis le centre du plan considéré dans la direction normale à celui-ci. Ce rectangle, appelé plan de ciel, correspond à la partie du ciel visible à partir du plan.

Figure [1] : Géométrie des saillies



C.2.4 Valeurs par défaut

Lorsqu'elles sont utilisées, les valeurs par défaut doivent s'appliquer à l'ensemble des angles de la surface ensoleillée. 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 :
 - angle d'obstruction α_h : 25°
 - angle de saillie à gauche α_{sL} , à droite α_{sR} et verticale α_v : 0°
- pour les besoins de refroidissement et l'indicateur de surchauffe :
 - angle d'obstruction α_h : 15°
 - angle de saillie à gauche α_{sL} , à droite α_{sR} et verticale α_v : 0°

Pour rappel, pour des installations photovoltaïques, le calcul par défaut ne s'applique pas et il est obligatoire de toujours indiquer l'ombrage de manière détaillée (voir § 12.1).

C.3 Ensoleillement mensuel d'un plan non ombragé

C.3.1 Ensoleillement total

On suppose l'ensoleillement mensuel d'un plan j quelconque non ombragé égal à la somme des ensoleillements mensuels directs, diffus et réfléchis.

$$\text{Eq. 186 } I_{s,m,j,\text{unshad}} = I_{s,\text{dir},m,j,\text{unshad}} + I_{s,\text{dif},m,j,\text{unshad}} + I_{s,\text{refl},m,j,\text{unshad}} \quad (\text{MJ/m}^2)$$

avec :

$I_{s,\text{dir},m,j,\text{unshad}}$ l'ensoleillement direct pour le mois considéré sur le plan j , en MJ/m^2 ;

$I_{s,dif,m,j,unshad}$ l'ensoleillement diffus pour le mois considéré sur le plan j, en MJ/m² ;
 $I_{s,refl,m,j,unshad}$ l'ensoleillement réfléchi pour le mois considéré sur le plan j, en MJ/m².

Les différents termes sont calculés aux paragraphes suivants.

C.3.2 Ensoleillement direct

Le calcul de l'ensoleillement mensuel direct s'effectue à l'aide d'un jour caractéristique du mois. Il s'agit du 15 de chaque mois. Le numéro du jour caractéristique indique le nombre de jours à partir du 1^{er} janvier (365 jours), voir le Tableau [1].

On détermine l'ensoleillement direct mensuel d'un plan non ombragé comme suit :

$$\text{Eq. 187 } I_{s,dir,m,j,unshad} = \left[I_{s,tot,m,hor} - I_{s,dif,m,hor} \right] \frac{Q_{s,dir,char,j}}{Q_{s,dir,char,hor}} \quad (\text{MJ/m}^2)$$

avec :

$I_{s,tot,m,hor}$ 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 mensuel diffus 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 non ombragé j 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 j 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 :

$$\text{Eq. 188 } Q_{s,dir,char,j} = 240 \times \sum_{\omega_1}^{\omega_2} \max\{0 ; [q_{s,dir,n} \times \cos \chi_{s,j} \times \Delta\omega]\} \quad (\text{J}/(\text{m}^2 \cdot \text{dag}))$$

$$\text{Eq. 189 } Q_{s,dir,char,hor} = 240 \times \sum_{\omega_3}^{\omega_4} \max\{0 ; [q_{s,dir,n} \cdot \cos \chi_{s,hor} \cdot \Delta\omega]\} \quad (\text{J}/(\text{m}^2 \cdot \text{jour}))$$

avec :

$q_{s,dir,n}$ 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 dans l'angle horaire en ° (1 heure = 15°) ;
 ω_1 le plus petit angle horaire (le matin) pour lequel $\cos \chi_{s,hor}$ et $\cos \chi_{s,j}$ sont supérieurs à zéro ;

ω_2	le plus grand angle horaire (le soir) pour lequel $\cos\chi_{s,hor}$ et $\cos\chi_{s,j}$ sont encore supérieurs à zéro ;
ω_3	le plus petit angle horaire (le matin) pour lequel $\cos\chi_{s,hor}$ est supérieur à zéro ;
ω_4	le plus grand angle horaire (le soir) pour lequel $\cos\chi_{s,hor}$ est encore supérieur à zéro ;
$\chi_{s,j}$	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	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 :

$$\text{Eq. 190 } q_{s,dir,n} = \max\left[0; 1353 \cdot \left(1 + 0,033 \cdot \cos\left(\frac{360 \cdot d}{365}\right)\right) \cdot \exp(-m_{path} \cdot d_R \cdot T_L)\right] \quad (\text{W/m}^2)$$

avec :

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 :

$$\text{Eq. 416 } m_{path} = \frac{0,992}{\sin(\beta) + 0,15 \cdot (\beta + 3,885)^{-1,253}} \quad (\text{m}^{-1})$$

$$\text{Eq. 192 } d_R = 1,4899 - 2,1099\cos(\beta) + 0,6322\cos(2 \cdot \beta) + 0,0253\cos(3 \cdot \beta) - 1,0022\sin(\beta) + 1,0077\sin(2 \cdot \beta) - 0,2606\sin(3 \cdot \beta) \quad (\text{m})$$

$$\text{Eq. 417 } T_L = 3,372 + 0,053 \cdot \beta - 0,296 \cdot \cos(30 \cdot \text{m}) \quad (-)$$

avec :

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 °.

Cet angle d'élévation du soleil est égal à :

$$\text{Eq. 194 } \beta = \max\left[0; 90 - \arccos[\cos\varphi \cdot \cos\delta \cdot \cos\omega + \sin\varphi \cdot \sin\delta]\right] \quad (^\circ)$$

avec :

φ	la latitude, pour Uccle, soit 50,8° ;
δ	l'inclinaison pour chacun des jours caractéristiques, en °, égal à

$$\text{Eq. 195 } \delta = \arcsin \left[-\sin(23,45) \cdot \cos \left(\frac{360}{365} \cdot (d+10) \right) \right] \quad (^\circ)$$

avec :

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 :

$$\text{Eq. 418 } \cos(\chi_{s,j}) = \begin{pmatrix} 0,775 \cdot [\sin(\delta) \cdot \cos(\theta_j) + \cos(\delta) \cdot \sin(\theta_j) \cdot \cos(\phi_j) \cdot \cos(\varpi)] \\ -0,632 \cdot [\sin(\delta) \cdot \sin(\theta_j) \cdot \cos(\phi_j) - \cos(\delta) \cdot \cos(\theta_j) \cdot \cos(\varpi)] \\ + [\cos(\delta) \cdot \sin(\theta_j) \cdot \sin(-\phi_j) \cdot \sin(\varpi)] \end{pmatrix} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 197 } \chi_{s,\text{hor}} = 90 - \beta \quad (-)$$

C.3.3 Ensoleillement diffus

On détermine l'ensoleillement diffus mensuel d'un plan non ombragé comme suit :

$$\text{Eq. 198 } I_{s,\text{dif},m,j,\text{unshad}} = I_{s,\text{dif},m,\text{hor}} \cdot C_m \cdot \left(\frac{1 + \cos\theta_j}{2} \right) \quad (\text{MJ/m}^2)$$

avec :

$I_{s,\text{dif},m,\text{hor}}$ l'ensoleillement mensuel diffus 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] ci-dessous ;

θ_j la pente du plan j, en $^\circ$, c'est-à-dire l'angle entre la verticale et la normale au plan j.

Tableau [22] : Facteur de correction c_m 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 pentes et les orientations 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 détermine l'ensoleillement réfléchi mensuel d'un plan non ombragé comme suit :

$$\text{Eq. 199 } I_{s, \text{refl}, m, j, \text{unshad}} = 0,2 \cdot I_{s, \text{tot}, m, \text{hor}} \left(\frac{1 - \cos \theta_j}{2} \right) \quad (\text{MJ/m}^2)$$

avec :

$I_{s, \text{tot}, m, \text{hor}}$ 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 suppose l'ensoleillement mensuel d'un plan ombragé j quelconque égal à la somme des ensoleillements mensuels direct, diffus et réfléchi :

$$\text{Eq. 200 } I_{s, m, j, \text{shad}} = I_{s, \text{dir}, m, j, \text{shad}} + I_{s, \text{dif}, m, j, \text{shad}} + I_{s, \text{refl}, m, j, \text{shad}} \quad (\text{MJ/m}^2)$$

avec :

$I_{s, \text{dir}, m, j, \text{shad}}$ l'ensoleillement direct pour le mois considéré sur le plan j, en MJ/m² ;

$I_{s, \text{dif}, m, j, \text{shad}}$ l'ensoleillement diffus pour le mois considéré sur le plan j, en MJ/m² ;

$I_{s, refl, m, j, shad}$ l'ensoleillement réfléchi pour le mois considéré sur le plan j, en MJ/m².

Les différents termes sont calculés aux paragraphes suivants.

C.4.1.2 Ensoleillement direct

On détermine l'ensoleillement mensuel direct du plan ombragé ($I_{s, dir, m, j, shad}$) de la même manière que pour un plan non ombragé. On applique les règles suivantes pour le calcul de l'ensoleillement direct journalier du plan considéré pour le jour caractéristique du mois considéré pour chaque angle horaire où le soleil se trouve au-dessus de l'horizon :

- 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 suppose l'ensoleillement direct 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 sont 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 supposé égal à zéro. Sinon, l'ensoleillement direct est supposé égal à la valeur non ombragée.

L'angle azimutal du soleil γ_s est donné par :

$$\text{Eq. 201 } \gamma_s = -\text{sign}(\omega) \cdot \arccos\left(\frac{\cos(\chi_{s, hor}) \cdot \sin(\varphi) - \sin(\delta)}{\sin(\chi_{s, hor}) \cdot \cos(\varphi)}\right) \quad (-)$$

C.4.1.3 Ensoleillement diffus

On détermine l'ensoleillement diffus mensuel d'un plan ombragé comme suit :

$$\text{Eq. 202 } I_{s, dif, m, j, shad} = I_{s, dif, m, hor} \cdot \left(\frac{1 + \cos(\theta_j)}{2}\right) \cdot C_m \cdot C_n \quad (\text{MJ/m}^2)$$

$$\text{Eq. 203 } C_n = \frac{\left(\left(\frac{180 - \theta_j}{90}\right) \cdot (1 - \sin(\alpha_h)) - (1 - \cos(\alpha_v))\right) \cdot (180 - \alpha_{sL} - \alpha_{sR})}{2 \cdot (180 - \theta_j)} \quad (-)$$

avec :

$I_{s, dif, m, hor}$ l'ensoleillement mensuel diffus d'un plan horizontal non ombragé à Uccle, en MJ/m², voir le Tableau [1].

Si la formule pour la détermination de c_n conduit à une valeur négative, alors $c_n = 0$.

C.4.1.4 Ensoleillement réfléchi

On calcule l'ensoleillement réfléchi mensuel d'un plan quelconque comme suit :

$$\text{Eq. 204 } I_{s, \text{refl}, m, j, \text{shad}} = 0,2 \cdot I_{s, \text{tot}, m, \text{hor}} \left(\frac{1 - \cos \theta_j}{2} \right) \quad (\text{MJ/m}^2)$$

avec :

$I_{s, \text{tot}, m, \text{hor}}$ 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 $\alpha_h > 60^\circ$, une distinction est faite entre obstacles liés au bâtiment et obstacles environnants.

L'ensoleillement mensuel d'un plan ombragé j se calcule alors suivant la relation suivante :

$$\text{Eq. 205 } I_{s, m, j, \text{shad}} = F_{s, m, j, \text{env obst}} \cdot I_{s, m, j, \text{shad, obst from build}} \quad (\text{MJ/m}^2)$$

avec :

$F_{s, m, j, \text{env obst}}$ le facteur d'ombrage dû aux obstacles environnants, (-) ;

$I_{s, m, j, \text{shad, obst from build}}$ l'ensoleillement pour le mois considéré sur le plan j, compte tenu de l'ombrage dû aux obstacles liés au bâtiment, en MJ/m².

C.4.2.1 Ensoleillement $I_{s, m, j, \text{shad, obst from build}}$

L'ensoleillement pour le mois considéré sur le plan j, compte tenu de l'ombrage dû aux obstacles liés au bâtiment, $I_{s, m, j, \text{shad, obst from build}}$, se calcule comme ci-dessous.

On suppose que l'ensoleillement $I_{s, m, j, \text{shad, obst from build}}$ est égal à la somme des ensoleillements mensuels direct, diffus et réfléchi mais en ne prenant en compte que les obstacles liés au bâtiment (angle d'obstruction $\alpha_h = 0^\circ$) :

$$\text{Eq. 206 } I_{s, m, j, \text{shad, obst from build}} = I_{s, \text{dir}, m, j, \text{shad}} + I_{s, \text{dif}, m, j, \text{shad}} + I_{s, \text{refl}, m, j, \text{shad}} \quad (\text{MJ/m}^2)$$

avec :

$I_{s, \text{dir}, m, j, \text{shad}}$ l'ensoleillement direct pour le mois considéré sur le plan j, en MJ/m² ;

$I_{s, \text{dif}, m, j, \text{shad}}$ l'ensoleillement diffus pour le mois considéré sur le plan j, en MJ/m² ;

$I_{s, \text{refl}, m, j, \text{shad}}$ l'ensoleillement réfléchi pour le mois considéré sur le plan j, en MJ/m².

C.4.2.2 Facteur d'ombrage

Le facteur d'ombrage $F_{s,m,j,env\ obst}$ est calculé par interpolation linéaire par la relation suivante :

$$\text{Eq. 207 } F_{s,m,j,env\ obst} = F_{s,m,j,env\ obst,60^\circ} \cdot \frac{(90 - \alpha_h)}{30} \quad (-)$$

où :

$F_{s,m,j,env\ obst,60^\circ}$ le facteur d'ombrage dû aux obstacles environnants d'angle d'obstruction de 60° .

Les valeurs de $F_{s,m,j,env\ obst,60^\circ}$ sont reprises dans les tableaux C0, en fonction de l'orientation et de l'inclinaison de la surface vitrée.

C.4.2.3 Facteur d'ombrage dû aux obstacles environnants d'angle d'obstruction de 60°

Ce paragraphe contient les tableaux C0 reprenant les valeurs mensuelles des facteurs d'ombrage $F_{s,m,j,env\ obst,60^\circ}$ pour une série d'orientations et d'inclinaisons de surface vitrées.

Les valeurs sont données pour l'angle d'obstruction de 60° , angle à partir duquel le mode de prise en compte détaillé de l'ombrage est modifié.

Pour les orientations et les inclinaisons non reprises dans les tableaux, il faut faire une interpolation linéaire, en premier lieu suivant l'orientation, ensuite suivant l'inclinaison.

Pour les inclinaisons supérieures à 90° , les valeurs pour un angle d'inclinaison de 90° sont d'application.

Tableaux C0 : Facteurs d'ombrage - Angle d'obstruction de 60°

Tableau C0 / Orientation $\phi = 0^\circ$ (SUD)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,08	0,05	0,04	0,04	0,04
Février	0,06	0,04	0,04	0,04	0,04
Mars	0,06	0,05	0,04	0,04	0,05
Avril	0,06	0,05	0,05	0,05	0,07
Mai	0,08	0,08	0,08	0,08	0,10
Juin	0,21	0,21	0,22	0,22	0,20
Juillet	0,11	0,11	0,12	0,12	0,12
Août	0,06	0,05	0,05	0,06	0,07
Septembre	0,06	0,05	0,05	0,05	0,06
Octobre	0,05	0,04	0,03	0,03	0,03
Novembre	0,08	0,05	0,04	0,04	0,04
Décembre	0,09	0,06	0,05	0,05	0,05

Tableau C0 / Orientation $\phi = 45^\circ$ (SUD-OUEST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,08	0,05	0,05	0,04	0,05
Février	0,06	0,05	0,04	0,04	0,04
Mars	0,06	0,05	0,05	0,05	0,05
Avril	0,06	0,05	0,05	0,05	0,06
Mai	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08
Juin	0,21	0,21	0,20	0,18	0,14
Juillet	0,11	0,12	0,12	0,11	0,11
Août	0,06	0,05	0,05	0,06	0,07
Septembre	0,06	0,05	0,05	0,05	0,05
Octobre	0,05	0,03	0,03	0,03	0,03
Novembre	0,08	0,05	0,04	0,04	0,04
Décembre	0,09	0,06	0,06	0,05	0,05

Tableau C0 / Orientation $\phi = 90^\circ$ (OUEST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,08	0,07	0,07	0,07	0,07
Février	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
Mars	0,06	0,06	0,06	0,06	0,07
Avril	0,06	0,06	0,06	0,06	0,07
Mai	0,08	0,08	0,08	0,07	0,07
Juin	0,21	0,14	0,12	0,11	0,08
Juillet	0,11	0,10	0,10	0,09	0,09
Août	0,06	0,06	0,06	0,06	0,07
Septembre	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
Octobre	0,05	0,05	0,04	0,04	0,04
Novembre	0,08	0,07	0,06	0,06	0,06
Décembre	0,09	0,09	0,09	0,08	0,09

Tableau C0 / Orientation $\phi = 135^\circ$ (NORD-OUEST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,08	0,12	0,12	0,12	0,12
Février	0,06	0,11	0,11	0,11	0,11
Mars	0,06	0,09	0,09	0,09	0,10
Avril	0,06	0,08	0,08	0,08	0,09
Mai	0,08	0,07	0,07	0,07	0,08
Juin	0,21	0,09	0,08	0,08	0,09
Juillet	0,11	0,09	0,09	0,09	0,10
Août	0,06	0,08	0,08	0,08	0,09
Septembre	0,06	0,09	0,09	0,09	0,09
Octobre	0,05	0,08	0,08	0,08	0,08
Novembre	0,08	0,11	0,11	0,11	0,11
Décembre	0,09	0,13	0,13	0,13	0,13

Tableau C0 / Orientation $\phi = 180^\circ$ (NORD)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,08	0,13	0,13	0,13	0,13
Février	0,06	0,12	0,12	0,12	0,12
Mars	0,06	0,12	0,12	0,12	0,12
Avril	0,06	0,11	0,11	0,12	0,12
Mai	0,08	0,10	0,10	0,10	0,11
Juin	0,21	0,11	0,11	0,11	0,12
Juillet	0,11	0,11	0,11	0,11	0,12
Août	0,06	0,11	0,11	0,11	0,11
Septembre	0,06	0,12	0,12	0,12	0,12
Octobre	0,05	0,12	0,12	0,12	0,12
Novembre	0,08	0,13	0,13	0,13	0,13
Décembre	0,09	0,13	0,13	0,13	0,13

Tableau C0 / Orientation $\phi = -135^\circ$ (NORD-EST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,08	0,12	0,12	0,12	0,12
Février	0,06	0,11	0,11	0,11	0,12
Mars	0,06	0,10	0,10	0,10	0,11
Avril	0,06	0,09	0,09	0,10	0,10
Mai	0,08	0,08	0,08	0,08	0,09
Juin	0,21	0,09	0,09	0,09	0,11
Juillet	0,11	0,09	0,09	0,09	0,10
Août	0,06	0,09	0,09	0,09	0,10
Septembre	0,06	0,10	0,10	0,10	0,11
Octobre	0,05	0,11	0,11	0,11	0,11
Novembre	0,08	0,13	0,13	0,13	0,13
Décembre	0,09	0,13	0,13	0,13	0,13

Tableau C0 / Orientation $\phi = -90^\circ$ (EST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,08	0,09	0,09	0,09	0,09
Février	0,06	0,08	0,07	0,07	0,08
Mars	0,06	0,07	0,07	0,07	0,08
Avril	0,06	0,07	0,07	0,07	0,08
Mai	0,08	0,06	0,06	0,06	0,07
Juin	0,21	0,15	0,14	0,13	0,11
Juillet	0,11	0,10	0,09	0,09	0,09
Août	0,06	0,07	0,07	0,07	0,08
Septembre	0,06	0,07	0,07	0,07	0,08
Octobre	0,05	0,07	0,07	0,07	0,08
Novembre	0,08	0,10	0,09	0,09	0,10
Décembre	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10

Tableau C0 / Orientation $\phi = -45^\circ$ (SUD - EST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,08	0,06	0,05	0,05	0,06
Février	0,06	0,05	0,05	0,05	0,05
Mars	0,06	0,05	0,05	0,05	0,06
Avril	0,06	0,06	0,06	0,06	0,07
Mai	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08
Juin	0,21	0,22	0,21	0,20	0,17
Juillet	0,11	0,12	0,11	0,11	0,11
Août	0,06	0,06	0,06	0,06	0,07
Septembre	0,06	0,06	0,05	0,06	0,07
Octobre	0,05	0,05	0,04	0,04	0,05
Novembre	0,08	0,06	0,06	0,06	0,06
Décembre	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 reprennent les valeurs mensuelles des facteurs d'utilisation $a_{c,m,j}$ des protections solaires pour une série d'orientations et d'inclinaisons de surfaces ensoleillées.

Pour les orientations et les inclinaisons non reprises dans les tableaux C1 à C3, il faut faire une interpolation linéaire, en premier lieu suivant l'orientation, ensuite suivant l'inclinaison.

Pour les inclinaisons supérieures à 90° , les valeurs pour un angle d'inclinaison de 90° sont d'application.

Tableaux C1 : Facteurs d'utilisation - Commande manuelle (résidentiel et non résidentiel) - Commande automatique (non résidentiel, pour calculs de chauffage)

Tableau C1 / Orientation $\phi = 0^\circ$ (SUD)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,31	0,46	0,51	0,53
Février	0,10	0,53	0,58	0,62	0,59
Mars	0,46	0,64	0,67	0,68	0,62
Avril	0,57	0,67	0,67	0,65	0,53
Mai	0,67	0,68	0,69	0,68	0,45
Juin	0,70	0,70	0,71	0,67	0,42
Juillet	0,66	0,68	0,66	0,63	0,33
Août	0,63	0,70	0,70	0,67	0,46
Septembre	0,49	0,65	0,66	0,67	0,56
Octobre	0,33	0,65	0,71	0,73	0,72
Novembre	0,00	0,34	0,45	0,51	0,49
Décembre	0,00	0,21	0,36	0,44	0,42

Tableau C1 / Orientation $\phi = 30^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,31	0,43	0,48	0,51
Février	0,10	0,49	0,59	0,62	0,61
Mars	0,46	0,66	0,67	0,69	0,63
Avril	0,57	0,67	0,68	0,66	0,57
Mai	0,67	0,71	0,69	0,66	0,51
Juin	0,70	0,72	0,70	0,66	0,47
Juillet	0,66	0,68	0,66	0,60	0,34
Août	0,63	0,70	0,70	0,65	0,52
Septembre	0,49	0,66	0,69	0,68	0,61
Octobre	0,33	0,68	0,73	0,75	0,76
Novembre	0,00	0,36	0,47	0,51	0,54
Décembre	0,00	0,20	0,27	0,34	0,35

Orientation $\phi = 45^\circ$ (SUD-OUEST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,29	0,39	0,47	0,45
Février	0,10	0,45	0,56	0,59	0,60
Mars	0,46	0,63	0,67	0,67	0,61
Avril	0,57	0,67	0,66	0,68	0,60
Mai	0,67	0,70	0,70	0,67	0,53
Juin	0,70	0,71	0,71	0,68	0,51
Juillet	0,66	0,68	0,67	0,63	0,37
Août	0,63	0,70	0,69	0,66	0,54
Septembre	0,49	0,65	0,68	0,69	0,63
Octobre	0,33	0,68	0,73	0,76	0,75
Novembre	0,00	0,33	0,47	0,52	0,52
Décembre	0,00	0,18	0,24	0,27	0,29

Orientation $\phi = 60^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,20	0,33	0,40	0,42
Février	0,10	0,43	0,53	0,56	0,57
Mars	0,46	0,63	0,61	0,62	0,57
Avril	0,57	0,64	0,68	0,65	0,59
Mai	0,67	0,71	0,68	0,66	0,57
Juin	0,70	0,72	0,70	0,66	0,55
Juillet	0,66	0,69	0,66	0,60	0,40
Août	0,63	0,68	0,68	0,64	0,54
Septembre	0,49	0,65	0,67	0,66	0,62
Octobre	0,33	0,66	0,70	0,73	0,71
Novembre	0,00	0,32	0,43	0,50	0,49
Décembre	0,00	0,15	0,18	0,22	0,22

Tableau C1 / Orientation $\phi = 90^\circ$ (OUEST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,04	0,08	0,18	0,12
Février	0,10	0,28	0,35	0,38	0,32
Mars	0,46	0,50	0,51	0,49	0,44
Avril	0,57	0,61	0,61	0,59	0,51
Mai	0,67	0,66	0,64	0,62	0,54
Juin	0,70	0,67	0,68	0,66	0,56
Juillet	0,66	0,64	0,60	0,50	0,38
Août	0,63	0,63	0,62	0,57	0,50
Septembre	0,49	0,57	0,59	0,59	0,52
Octobre	0,33	0,55	0,59	0,61	0,64
Novembre	0,00	0,19	0,26	0,30	0,37
Décembre	0,00	0,00	0,03	0,06	0,03

Tableau C1 / Orientation $\phi = 120^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,46	0,34	0,31	0,30	0,17
Avril	0,57	0,52	0,50	0,45	0,33
Mai	0,67	0,62	0,59	0,52	0,41
Juin	0,70	0,65	0,64	0,58	0,47
Juillet	0,66	0,59	0,47	0,40	0,29
Août	0,63	0,55	0,50	0,47	0,37
Septembre	0,49	0,40	0,40	0,36	0,28
Octobre	0,33	0,26	0,32	0,35	0,32
Novembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,03
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Orientation $\phi = 135^\circ$ (NORD-OUEST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,46	0,13	0,06	0,07	0,04
Avril	0,57	0,47	0,38	0,30	0,20
Mai	0,67	0,58	0,51	0,46	0,34
Juin	0,70	0,62	0,57	0,52	0,40
Juillet	0,66	0,54	0,39	0,33	0,23
Août	0,63	0,49	0,41	0,36	0,25
Septembre	0,49	0,30	0,19	0,17	0,11
Octobre	0,33	0,05	0,06	0,07	0,10
Novembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Orientation $\phi = 150^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,46	0,01	0,00	0,00	0,00
Avril	0,57	0,36	0,18	0,13	0,06
Mai	0,67	0,54	0,43	0,33	0,25
Juin	0,70	0,60	0,48	0,40	0,30
Juillet	0,66	0,50	0,31	0,23	0,15
Août	0,63	0,41	0,29	0,20	0,08
Septembre	0,49	0,09	0,05	0,04	0,01
Octobre	0,33	0,00	0,00	0,00	0,00
Novembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C1 / Orientation $\phi = 180^\circ$ (NORD)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,46	0,00	0,00	0,00	0,00
Avril	0,57	0,15	0,00	0,00	0,00
Mai	0,67	0,49	0,00	0,00	0,00
Juin	0,70	0,55	0,11	0,00	0,00
Juillet	0,66	0,44	0,06	0,01	0,00
Août	0,63	0,21	0,00	0,00	0,00
Septembre	0,49	0,00	0,00	0,00	0,00
Octobre	0,33	0,00	0,00	0,00	0,00
Novembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C1 / Orientation $\phi = -150^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,46	0,00	0,00	0,00	0,00
Avril	0,57	0,28	0,07	0,01	0,00
Mai	0,67	0,51	0,36	0,26	0,08
Juin	0,70	0,57	0,46	0,30	0,10
Juillet	0,66	0,46	0,33	0,25	0,09
Août	0,63	0,34	0,15	0,10	0,03
Septembre	0,49	0,06	0,00	0,00	0,00
Octobre	0,33	0,00	0,00	0,00	0,00
Novembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Orientation $\phi = -135^\circ$ (NORD-EST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,46	0,08	0,00	0,00	0,00
Avril	0,57	0,37	0,23	0,14	0,03
Mai	0,67	0,57	0,47	0,38	0,25
Juin	0,70	0,61	0,52	0,43	0,28
Juillet	0,66	0,52	0,43	0,35	0,20
Août	0,63	0,42	0,32	0,26	0,13
Septembre	0,49	0,20	0,07	0,04	0,00
Octobre	0,33	0,00	0,00	0,00	0,00
Novembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Orientation $\phi = -120^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,46	0,23	0,18	0,15	0,04
Avril	0,57	0,44	0,38	0,31	0,16
Mai	0,67	0,60	0,53	0,47	0,36
Juin	0,70	0,64	0,56	0,54	0,40
Juillet	0,66	0,57	0,48	0,44	0,32
Août	0,63	0,49	0,39	0,35	0,26
Septembre	0,49	0,29	0,24	0,18	0,09
Octobre	0,33	0,02	0,01	0,00	0,00
Novembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C1 / Orientation $\phi = -90^\circ$ (EST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,02	0,05	0,08	0,09
Février	0,10	0,26	0,31	0,33	0,29
Mars	0,46	0,44	0,43	0,40	0,33
Avril	0,57	0,55	0,51	0,49	0,37
Mai	0,67	0,66	0,63	0,59	0,46
Juin	0,70	0,67	0,65	0,61	0,49
Juillet	0,66	0,62	0,58	0,53	0,42
Août	0,63	0,58	0,56	0,50	0,39
Septembre	0,49	0,49	0,46	0,43	0,33
Octobre	0,33	0,28	0,28	0,30	0,18
Novembre	0,00	0,02	0,04	0,04	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C1 / Orientation $\phi = -60^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,15	0,22	0,24	0,28
Février	0,10	0,39	0,45	0,46	0,48
Mars	0,46	0,56	0,57	0,58	0,48
Avril	0,57	0,62	0,59	0,58	0,47
Mai	0,67	0,69	0,68	0,64	0,50
Juin	0,70	0,70	0,69	0,66	0,53
Juillet	0,66	0,66	0,64	0,59	0,45
Août	0,63	0,63	0,63	0,60	0,43
Septembre	0,49	0,59	0,59	0,60	0,46
Octobre	0,33	0,48	0,53	0,54	0,46
Novembre	0,00	0,14	0,18	0,21	0,16
Décembre	0,00	0,02	0,09	0,17	0,17

Orientation $\phi = -45^\circ$ (SUD-EST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,18	0,26	0,32	0,33
Février	0,10	0,41	0,46	0,48	0,51
Mars	0,46	0,59	0,62	0,60	0,53
Avril	0,57	0,63	0,64	0,60	0,49
Mai	0,67	0,69	0,68	0,65	0,49
Juin	0,70	0,70	0,68	0,67	0,50
Juillet	0,66	0,66	0,64	0,60	0,42
Août	0,63	0,66	0,65	0,61	0,44
Septembre	0,49	0,61	0,64	0,61	0,50
Octobre	0,33	0,55	0,58	0,60	0,54
Novembre	0,00	0,20	0,26	0,30	0,27
Décembre	0,00	0,05	0,28	0,31	0,28

Orientation $\phi = -30^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,00	0,21	0,36	0,40	0,39
Février	0,10	0,46	0,53	0,56	0,51
Mars	0,46	0,62	0,63	0,64	0,59
Avril	0,57	0,66	0,65	0,64	0,50
Mai	0,67	0,69	0,70	0,67	0,47
Juin	0,70	0,70	0,69	0,66	0,46
Juillet	0,66	0,67	0,66	0,60	0,40
Août	0,63	0,67	0,66	0,63	0,46
Septembre	0,49	0,63	0,64	0,66	0,55
Octobre	0,33	0,58	0,64	0,65	0,62
Novembre	0,00	0,26	0,33	0,36	0,34
Décembre	0,00	0,12	0,32	0,35	0,38

Tableaux C2 : Facteurs d'utilisation - Commande automatique (résidentiel)

Tableau C2 / Orientation $\phi = 0^\circ$ (SUD)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal	Vertical			
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,56	0,62	0,65	0,68
Février	0,34	0,70	0,72	0,73	0,74
Mars	0,64	0,77	0,78	0,78	0,75
Avril	0,74	0,79	0,78	0,76	0,65
Mai	0,79	0,80	0,79	0,75	0,59
Juin	0,81	0,81	0,79	0,75	0,59
Juillet	0,82	0,81	0,79	0,76	0,55
Août	0,78	0,81	0,82	0,78	0,62
Septembre	0,68	0,78	0,79	0,78	0,72
Octobre	0,56	0,76	0,79	0,81	0,81
Novembre	0,10	0,50	0,60	0,62	0,64
Décembre	0,00	0,41	0,52	0,58	0,56

Tableau C2 / Orientation $\phi = 30^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal	Vertical			
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,50	0,59	0,62	0,63
Février	0,34	0,65	0,69	0,72	0,71
Mars	0,64	0,76	0,77	0,78	0,74
Avril	0,74	0,79	0,78	0,77	0,68
Mai	0,79	0,81	0,79	0,78	0,63
Juin	0,81	0,81	0,79	0,77	0,62
Juillet	0,82	0,81	0,79	0,75	0,53
Août	0,78	0,81	0,81	0,78	0,64
Septembre	0,68	0,77	0,77	0,79	0,73
Octobre	0,56	0,77	0,81	0,82	0,82
Novembre	0,10	0,51	0,58	0,63	0,64
Décembre	0,00	0,36	0,50	0,58	0,58

Tableau C2 / Orientation $\phi = 45^\circ$ (SUD-OUEST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal	Vertical			
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,46	0,54	0,57	0,60
Février	0,34	0,60	0,67	0,69	0,68
Mars	0,64	0,74	0,76	0,76	0,70
Avril	0,74	0,78	0,77	0,75	0,67
Mai	0,79	0,80	0,80	0,75	0,65
Juin	0,81	0,80	0,80	0,74	0,61
Juillet	0,82	0,81	0,79	0,73	0,51
Août	0,78	0,81	0,79	0,77	0,65
Septembre	0,68	0,77	0,77	0,77	0,72
Octobre	0,56	0,74	0,78	0,81	0,82
Novembre	0,10	0,50	0,57	0,61	0,62
Décembre	0,00	0,23	0,41	0,52	0,42

Tableau C2 / Orientation $\phi = 60^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal	Vertical			
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,37	0,48	0,54	0,54
Février	0,34	0,55	0,61	0,64	0,64
Mars	0,64	0,73	0,75	0,71	0,67
Avril	0,74	0,76	0,75	0,72	0,66
Mai	0,79	0,79	0,77	0,75	0,64
Juin	0,81	0,81	0,79	0,77	0,68
Juillet	0,82	0,79	0,77	0,72	0,52
Août	0,78	0,80	0,78	0,76	0,62
Septembre	0,68	0,75	0,76	0,74	0,69
Octobre	0,56	0,75	0,79	0,79	0,80
Novembre	0,10	0,48	0,55	0,59	0,62
Décembre	0,00	0,21	0,28	0,34	0,33

Tableau C2 / Orientation $\phi = 90^\circ$ (OUEST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal	Vertical			
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,14	0,25	0,30	0,27
Février	0,34	0,41	0,46	0,50	0,49
Mars	0,64	0,63	0,63	0,62	0,55
Avril	0,74	0,71	0,69	0,65	0,60
Mai	0,79	0,78	0,75	0,71	0,62
Juin	0,81	0,80	0,77	0,75	0,64
Juillet	0,82	0,78	0,73	0,67	0,50
Août	0,78	0,76	0,74	0,69	0,59
Septembre	0,68	0,70	0,69	0,68	0,62
Octobre	0,56	0,68	0,71	0,72	0,70
Novembre	0,10	0,30	0,38	0,44	0,43
Décembre	0,00	0,02	0,09	0,10	0,09

Tableau C2 / Orientation $\phi = 120^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal	Vertical			
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,34	0,09	0,03	0,04	0,00
Mars	0,64	0,45	0,39	0,38	0,30
Avril	0,74	0,65	0,59	0,55	0,41
Mai	0,79	0,73	0,67	0,64	0,51
Juin	0,81	0,78	0,71	0,68	0,55
Juillet	0,82	0,75	0,67	0,56	0,38
Août	0,78	0,71	0,64	0,55	0,45
Septembre	0,68	0,60	0,55	0,51	0,40
Octobre	0,56	0,45	0,47	0,51	0,46
Novembre	0,10	0,00	0,06	0,15	0,16
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C2 / Orientation $\phi = 135^\circ$ (NORD-OUEST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal	Vertical			
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,34	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,64	0,36	0,25	0,17	0,07
Avril	0,74	0,60	0,52	0,44	0,31
Mai	0,79	0,72	0,63	0,56	0,41
Juin	0,81	0,76	0,69	0,60	0,47
Juillet	0,82	0,73	0,62	0,45	0,31
Août	0,78	0,69	0,55	0,44	0,34
Septembre	0,68	0,51	0,39	0,28	0,22
Octobre	0,56	0,16	0,17	0,16	0,14
Novembre	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C2 / Orientation $\phi = 150^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal	Vertical			
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,34	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,64	0,13	0,03	0,02	0,01
Avril	0,74	0,55	0,38	0,24	0,12
Mai	0,79	0,69	0,57	0,43	0,29
Juin	0,81	0,74	0,65	0,53	0,34
Juillet	0,82	0,73	0,54	0,34	0,21
Août	0,78	0,65	0,43	0,30	0,18
Septembre	0,68	0,38	0,08	0,07	0,06
Octobre	0,56	0,03	0,00	0,00	0,00
Novembre	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C2 / Orientation $\phi = 180^\circ$ (NORD)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,34	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,64	0,00	0,00	0,00	0,00
Avril	0,74	0,42	0,00	0,00	0,00
Mai	0,79	0,72	0,36	0,04	0,00
Juin	0,81	0,74	0,62	0,07	0,00
Juillet	0,82	0,73	0,46	0,03	0,01
Août	0,78	0,58	0,02	0,00	0,00
Septembre	0,68	0,10	0,00	0,00	0,00
Octobre	0,56	0,00	0,00	0,00	0,00
Novembre	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C2 / Orientation $\phi = -150^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,34	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,64	0,13	0,00	0,00	0,00
Avril	0,74	0,53	0,31	0,09	0,00
Mai	0,79	0,72	0,58	0,42	0,22
Juin	0,81	0,76	0,64	0,51	0,27
Juillet	0,82	0,74	0,60	0,44	0,19
Août	0,78	0,63	0,40	0,25	0,08
Septembre	0,68	0,29	0,06	0,00	0,00
Octobre	0,56	0,00	0,00	0,00	0,00
Novembre	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C2 / Orientation $\phi = -135^\circ$ (NORD-EST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,34	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,64	0,32	0,17	0,05	0,00
Avril	0,74	0,59	0,46	0,35	0,16
Mai	0,79	0,72	0,63	0,51	0,34
Juin	0,81	0,75	0,68	0,60	0,40
Juillet	0,82	0,75	0,65	0,53	0,31
Août	0,78	0,67	0,55	0,39	0,25
Septembre	0,68	0,43	0,24	0,13	0,04
Octobre	0,56	0,00	0,00	0,00	0,00
Novembre	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C2 / Orientation $\phi = -120^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,34	0,13	0,08	0,06	0,04
Mars	0,64	0,47	0,35	0,30	0,16
Avril	0,74	0,63	0,53	0,45	0,29
Mai	0,79	0,74	0,66	0,59	0,43
Juin	0,81	0,76	0,70	0,64	0,50
Juillet	0,82	0,76	0,70	0,61	0,40
Août	0,78	0,71	0,61	0,51	0,33
Septembre	0,68	0,56	0,43	0,36	0,20
Octobre	0,56	0,11	0,07	0,04	0,00
Novembre	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C2 / Orientation $\phi = -90^\circ$ (EST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,16	0,18	0,19	0,13
Février	0,34	0,39	0,40	0,42	0,38
Mars	0,64	0,59	0,58	0,54	0,46
Avril	0,74	0,71	0,67	0,58	0,47
Mai	0,79	0,76	0,75	0,68	0,56
Juin	0,81	0,78	0,74	0,71	0,60
Juillet	0,82	0,79	0,75	0,68	0,50
Août	0,78	0,75	0,73	0,66	0,47
Septembre	0,68	0,65	0,62	0,57	0,45
Octobre	0,56	0,48	0,45	0,42	0,35
Novembre	0,10	0,09	0,12	0,11	0,04
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C2 / Orientation $\phi = -60^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,28	0,38	0,40	0,43
Février	0,34	0,52	0,56	0,55	0,55
Mars	0,64	0,69	0,67	0,67	0,63
Avril	0,74	0,73	0,72	0,71	0,57
Mai	0,79	0,78	0,78	0,75	0,61
Juin	0,81	0,81	0,78	0,73	0,61
Juillet	0,82	0,81	0,78	0,73	0,55
Août	0,78	0,78	0,76	0,74	0,53
Septembre	0,68	0,73	0,71	0,69	0,61
Octobre	0,56	0,64	0,65	0,65	0,57
Novembre	0,10	0,26	0,35	0,39	0,38
Décembre	0,00	0,22	0,31	0,35	0,32

Tableau C2 / Orientation $\phi = -45^\circ$ (SUD-EST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,37	0,46	0,48	0,46
Février	0,34	0,61	0,63	0,62	0,60
Mars	0,64	0,71	0,73	0,70	0,66
Avril	0,74	0,75	0,75	0,71	0,61
Mai	0,79	0,80	0,78	0,75	0,64
Juin	0,81	0,81	0,78	0,74	0,63
Juillet	0,82	0,81	0,79	0,75	0,57
Août	0,78	0,79	0,77	0,73	0,58
Septembre	0,68	0,76	0,75	0,71	0,66
Octobre	0,56	0,67	0,70	0,71	0,67
Novembre	0,10	0,35	0,42	0,47	0,48
Décembre	0,00	0,33	0,40	0,44	0,46

Tableau C2 / Orientation $\phi = -30^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,04	0,45	0,56	0,59	0,54
Février	0,34	0,66	0,70	0,71	0,69
Mars	0,64	0,75	0,76	0,75	0,69
Avril	0,74	0,79	0,75	0,75	0,64
Mai	0,79	0,79	0,77	0,74	0,62
Juin	0,81	0,79	0,79	0,74	0,58
Juillet	0,82	0,81	0,80	0,75	0,55
Août	0,78	0,81	0,78	0,75	0,61
Septembre	0,68	0,76	0,76	0,76	0,69
Octobre	0,56	0,73	0,77	0,78	0,72
Novembre	0,10	0,45	0,53	0,56	0,54
Décembre	0,00	0,38	0,47	0,51	0,51

Tableaux C3 : Facteurs d'utilisation - Commande automatique (non résidentiel)

Tableau C3 / Orientation $\phi = 0^\circ$ (SUD)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal	Vertical			
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,59	0,64	0,68	0,69
Février	0,39	0,71	0,74	0,75	0,75
Mars	0,70	0,79	0,81	0,82	0,76
Avril	0,77	0,81	0,82	0,79	0,68
Mai	0,81	0,82	0,82	0,78	0,65
Juin	0,84	0,85	0,82	0,78	0,61
Juillet	0,84	0,84	0,82	0,79	0,63
Août	0,84	0,85	0,84	0,82	0,68
Septembre	0,75	0,82	0,82	0,81	0,74
Octobre	0,62	0,77	0,81	0,83	0,83
Novembre	0,14	0,56	0,66	0,69	0,69
Décembre	0,00	0,46	0,57	0,62	0,65

Tableau C3 / Orientation $\phi = 30^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal	Vertical			
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,56	0,63	0,68	0,70
Février	0,39	0,69	0,74	0,75	0,73
Mars	0,70	0,78	0,80	0,80	0,77
Avril	0,77	0,81	0,80	0,80	0,72
Mai	0,81	0,82	0,82	0,80	0,66
Juin	0,84	0,84	0,81	0,80	0,65
Juillet	0,84	0,84	0,82	0,80	0,62
Août	0,84	0,86	0,83	0,82	0,70
Septembre	0,75	0,82	0,83	0,82	0,76
Octobre	0,62	0,79	0,83	0,84	0,83
Novembre	0,14	0,57	0,64	0,67	0,67
Décembre	0,00	0,42	0,56	0,59	0,62

Tableau C3 / Orientation $\phi = 45^\circ$ (SUD-OUEST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal	Vertical			
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,51	0,58	0,64	0,63
Février	0,39	0,65	0,70	0,72	0,72
Mars	0,70	0,77	0,78	0,79	0,74
Avril	0,77	0,80	0,81	0,78	0,70
Mai	0,81	0,82	0,81	0,78	0,68
Juin	0,84	0,84	0,82	0,78	0,68
Juillet	0,84	0,83	0,81	0,77	0,62
Août	0,84	0,84	0,83	0,80	0,68
Septembre	0,75	0,81	0,81	0,79	0,75
Octobre	0,62	0,78	0,81	0,82	0,84
Novembre	0,14	0,55	0,60	0,63	0,65
Décembre	0,00	0,35	0,50	0,55	0,55

Tableau C3 / Orientation $\phi = 60^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal	Vertical			
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,45	0,53	0,60	0,60
Février	0,39	0,61	0,65	0,67	0,67
Mars	0,70	0,75	0,77	0,76	0,69
Avril	0,77	0,80	0,78	0,78	0,67
Mai	0,81	0,80	0,81	0,78	0,66
Juin	0,84	0,82	0,83	0,79	0,68
Juillet	0,84	0,82	0,80	0,76	0,58
Août	0,84	0,84	0,81	0,79	0,66
Septembre	0,75	0,80	0,78	0,78	0,73
Octobre	0,62	0,76	0,80	0,81	0,83
Novembre	0,14	0,53	0,58	0,61	0,64
Décembre	0,00	0,23	0,31	0,38	0,40

Tableau C3 / Orientation $\phi = 90^\circ$ (OUEST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal	Vertical			
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,29	0,30	0,34	0,37
Février	0,39	0,48	0,52	0,53	0,54
Mars	0,70	0,70	0,66	0,64	0,60
Avril	0,77	0,76	0,74	0,69	0,62
Mai	0,81	0,79	0,78	0,75	0,63
Juin	0,84	0,82	0,79	0,76	0,65
Juillet	0,84	0,81	0,78	0,72	0,53
Août	0,84	0,80	0,77	0,74	0,60
Septembre	0,75	0,75	0,73	0,70	0,64
Octobre	0,62	0,70	0,72	0,74	0,71
Novembre	0,14	0,38	0,44	0,49	0,50
Décembre	0,00	0,08	0,17	0,22	0,18

Tableau C3 / Orientation $\phi = 120^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal	Vertical			
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,39	0,23	0,16	0,10	0,03
Mars	0,70	0,54	0,46	0,41	0,35
Avril	0,77	0,70	0,64	0,57	0,46
Mai	0,81	0,77	0,72	0,65	0,53
Juin	0,84	0,80	0,74	0,69	0,58
Juillet	0,84	0,79	0,74	0,60	0,41
Août	0,84	0,76	0,70	0,62	0,49
Septembre	0,75	0,66	0,60	0,54	0,43
Octobre	0,62	0,54	0,53	0,53	0,49
Novembre	0,14	0,06	0,12	0,16	0,20
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C3 / Orientation $\phi = 135^\circ$ (NORD-OUEST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal	Vertical			
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,39	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,70	0,39	0,29	0,25	0,15
Avril	0,77	0,65	0,56	0,49	0,32
Mai	0,81	0,75	0,69	0,59	0,44
Juin	0,84	0,78	0,72	0,65	0,48
Juillet	0,84	0,78	0,69	0,54	0,32
Août	0,84	0,72	0,64	0,52	0,38
Septembre	0,75	0,60	0,47	0,41	0,27
Octobre	0,62	0,28	0,23	0,21	0,22
Novembre	0,14	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C3 / Orientation $\phi = 150^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal	Vertical			
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,39	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,70	0,22	0,06	0,02	0,01
Avril	0,77	0,61	0,46	0,29	0,15
Mai	0,81	0,73	0,62	0,50	0,31
Juin	0,84	0,78	0,68	0,57	0,37
Juillet	0,84	0,76	0,66	0,42	0,23
Août	0,84	0,70	0,53	0,36	0,22
Septembre	0,75	0,48	0,23	0,12	0,06
Octobre	0,62	0,08	0,00	0,00	0,01
Novembre	0,14	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C3 / Orientation $\phi = 180^\circ$ (NORD)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,39	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,70	0,03	0,00	0,00	0,00
Avril	0,77	0,55	0,03	0,00	0,00
Mai	0,81	0,74	0,58	0,07	0,01
Juin	0,84	0,78	0,72	0,12	0,02
Juillet	0,84	0,78	0,66	0,12	0,01
Août	0,84	0,68	0,10	0,00	0,00
Septembre	0,75	0,21	0,00	0,00	0,00
Octobre	0,62	0,00	0,00	0,00	0,00
Novembre	0,14	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C3 / Orientation $\phi = -150^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,39	0,00	0,00	0,00	0,00
Mars	0,70	0,18	0,00	0,00	0,00
Avril	0,77	0,60	0,40	0,16	0,03
Mai	0,81	0,75	0,64	0,45	0,22
Juin	0,84	0,78	0,70	0,57	0,32
Juillet	0,84	0,79	0,70	0,50	0,22
Août	0,84	0,72	0,54	0,31	0,14
Septembre	0,75	0,41	0,09	0,02	0,00
Octobre	0,62	0,00	0,00	0,00	0,00
Novembre	0,14	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C3 / Orientation $\phi = -135^\circ$ (NORD-EST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,39	0,02	0,00	0,00	0,00
Mars	0,70	0,41	0,25	0,13	0,02
Avril	0,77	0,65	0,54	0,39	0,19
Mai	0,81	0,76	0,69	0,58	0,35
Juin	0,84	0,79	0,74	0,62	0,42
Juillet	0,84	0,80	0,73	0,61	0,35
Août	0,84	0,74	0,64	0,46	0,26
Septembre	0,75	0,50	0,34	0,21	0,07
Octobre	0,62	0,08	0,00	0,00	0,00
Novembre	0,14	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C3 / Orientation $\phi = -120^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,00	0,00	0,00	0,00
Février	0,39	0,16	0,15	0,11	0,08
Mars	0,70	0,51	0,40	0,35	0,19
Avril	0,77	0,69	0,60	0,50	0,31
Mai	0,81	0,75	0,71	0,64	0,47
Juin	0,84	0,80	0,75	0,67	0,52
Juillet	0,84	0,81	0,75	0,66	0,45
Août	0,84	0,77	0,69	0,58	0,36
Septembre	0,75	0,62	0,53	0,38	0,25
Octobre	0,62	0,24	0,14	0,06	0,03
Novembre	0,14	0,00	0,00	0,00	0,00
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tableau C3 / Orientation $\phi = -90^\circ$ (EST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,20	0,26	0,26	0,21
Février	0,39	0,43	0,43	0,42	0,40
Mars	0,70	0,64	0,59	0,56	0,46
Avril	0,77	0,74	0,71	0,66	0,50
Mai	0,81	0,80	0,77	0,72	0,59
Juin	0,84	0,80	0,78	0,74	0,62
Juillet	0,84	0,83	0,79	0,74	0,57
Août	0,84	0,80	0,76	0,71	0,53
Septembre	0,75	0,72	0,65	0,61	0,48
Octobre	0,62	0,55	0,50	0,47	0,38
Novembre	0,14	0,17	0,16	0,14	0,10
Décembre	0,00	0,00	0,00	0,02	0,00

Tableau C3 / Orientation $\phi = -60^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,39	0,43	0,44	0,45
Février	0,39	0,60	0,59	0,60	0,56
Mars	0,70	0,73	0,71	0,69	0,64
Avril	0,77	0,79	0,76	0,74	0,59
Mai	0,81	0,81	0,80	0,77	0,65
Juin	0,84	0,83	0,79	0,76	0,63
Juillet	0,84	0,83	0,82	0,76	0,62
Août	0,84	0,84	0,81	0,77	0,61
Septembre	0,75	0,79	0,76	0,72	0,63
Octobre	0,62	0,68	0,68	0,67	0,61
Novembre	0,14	0,34	0,43	0,45	0,43
Décembre	0,00	0,31	0,37	0,41	0,42

Tableau C3 / Orientation $\phi = -45^\circ$ (SUD-EST)					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,43	0,50	0,53	0,49
Février	0,39	0,66	0,67	0,66	0,63
Mars	0,70	0,76	0,76	0,73	0,68
Avril	0,77	0,80	0,78	0,76	0,62
Mai	0,81	0,83	0,79	0,77	0,65
Juin	0,84	0,84	0,80	0,77	0,64
Juillet	0,84	0,84	0,82	0,79	0,63
Août	0,84	0,84	0,82	0,78	0,64
Septembre	0,75	0,80	0,80	0,75	0,68
Octobre	0,62	0,72	0,71	0,73	0,68
Novembre	0,14	0,42	0,54	0,58	0,56
Décembre	0,00	0,39	0,43	0,52	0,47

Tableau C3 / Orientation $\phi = -30^\circ$					
Mois	Inclinaison θ				
	Horizontal				Vertical
	0°	30°	45°	60°	90°
Janvier	0,06	0,54	0,61	0,63	0,62
Février	0,39	0,68	0,72	0,73	0,72
Mars	0,70	0,78	0,77	0,78	0,71
Avril	0,77	0,81	0,79	0,77	0,65
Mai	0,81	0,82	0,81	0,78	0,65
Juin	0,84	0,84	0,81	0,78	0,63
Juillet	0,84	0,83	0,82	0,79	0,62
Août	0,84	0,85	0,84	0,79	0,65
Septembre	0,75	0,82	0,81	0,79	0,71
Octobre	0,62	0,75	0,78	0,79	0,74
Novembre	0,14	0,49	0,58	0,62	0,63
Décembre	0,00	0,45	0,54	0,56	0,58

Annexe D Le rendement d'émission

La méthode de calcul détaillée donnée ici s'applique uniquement 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 d'un secteur énergétique i comme suit :

- Si la valeur de consigne de la température de départ de l'eau du circuit est variable, on a :

$$\text{Eq. 208 } t_{\text{heat,sec } i,m} = \frac{Q_{\text{heat,net,sec } i,m}}{\left[29 \cdot (H_{T,\text{sec } i,m} + 0,27 \cdot V_{\text{sec } i}) + 10 \cdot V_{\text{sec } i} \right] \cdot (18 - \theta_{e,m}) / 29} \quad (\text{Ms})$$

- Si la valeur de consigne de la température de départ de l'eau du circuit est constante, on a :

$$\text{Eq. 209 } t_{\text{heat,sec } i,m} = \frac{Q_{\text{heat,net,sec } i,m}}{29 \cdot (H_{T,\text{sec } i,m} + 0,27 \cdot V_{\text{sec } i}) + 10 \cdot V_{\text{sec } i}} \quad (\text{Ms})$$

Dans les deux formules :

$Q_{\text{heat,net,sec } i,m}$ les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage 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].

D.2 Température moyenne de l'eau dans le circuit d'émission

On détermine, pour chaque mois de la saison de chauffe, 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 :

$$\text{Eq. 210 } \theta_{c,\text{sec } i,m} = 21 + \left(\theta_{c,\text{sec } i,\theta_{eb}} - 21 \right) \left[\frac{21 - \theta_{e,m}}{29} \right]^{0,75} \quad (^\circ\text{C})$$

- si la valeur de consigne de la température de départ de l'eau du circuit est constante, on a :

$$\text{Eq. 211 } \theta_{c,\text{sec } i,m} = \theta_{c,\text{sec } i,\theta_{eb}} \quad (^\circ\text{C})$$

mais en présence d'une chaudière standard sans post-mélange à l'aide d'une vanne à trois voies, il faut toujours calculer avec $\theta_{c,sec\ i,m} = 80^{\circ}\text{C}$, indépendamment de la température de conception du circuit d'émission.

avec :

- $\theta_{c,sec\ i,\theta eb}$ la température moyenne de l'eau dans le circuit d'émission pour 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].

On détermine la température moyenne de l'eau dans le circuit d'émission pour une température extérieure de base (c.-à-d. pour les conditions de conception), comme suit :

$$\text{Eq. 212 } \theta_{c,sec\ i,\theta eb} = 0,5 \cdot (\theta_{supply,design,sec\ i} + \theta_{return,design,sec\ i}) \quad (^{\circ}\text{C})$$

avec :

- $\theta_{supply,design,sec\ i}$ la température de départ de conception de l'eau dans le circuit d'émission du secteur énergétique i (pour 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 $^{\circ}\text{C}$.

On peut prendre comme valeurs par défaut :

- pour le chauffage par le sol et le chauffage mural :
 - $\theta_{supply,design,sec\ i} = 55^{\circ}\text{C}$
 - $\theta_{return,design,sec\ i} = 45^{\circ}\text{C}$
- pour des radiateurs :
 - $\theta_{supply,design,sec\ i} = 90^{\circ}\text{C}$
 - $\theta_{return,design,sec\ i} = 70^{\circ}\text{C}$

De meilleures valeurs peuvent être adoptées conformément à des règles déterminées 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 les parois situées derrière les radiateurs, comme suit :

$$\text{Eq. 213 } \Delta Q_{rad,sec\ i,m} = t_{heat,sec\ i,m} \sum_j \{U_j \cdot A_{rad,j} \cdot \max(0 ; w \cdot \theta_{c,sec\ i,m} + (1 - w) \cdot \theta_{e,m} - 18)\} \quad (\text{MJ})$$

avec :

- $\theta_{c,sec\ i,m}$ 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 mensuelle moyenne, voir le Tableau [1] ;

- $t_{\text{heat,sec } i,m}$ 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 réfléchissant possédant un facteur d'émissivité 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 le radiateur j , en $W/(m^2.K)$;
- $A_{\text{rad},j}$ la surface projetée du radiateur j , en m^2 .

Il faut faire une somme sur tous les radiateurs j du secteur énergétique i qui sont placés contre une paroi extérieure.

Le rendement d'émission mensuel du secteur énergétique i , $\eta_{\text{em,heat,sec } i,m}$, est égal à :

$$\text{Eq. 214 } \eta_{\text{em,heat,sec } i,m} = \eta \frac{Q_{\text{heat,net,sec } i,m}}{Q_{\text{heat,net,sec } i,m} + \Delta Q_{\text{rad,sec } i,m}} \quad (-)$$

avec :

- η le multiplicateur repris au Tableau [23]. Ce multiplicateur tient compte des déperditions supplémentaires de régulation 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 d'un secteur énergétique i , en MJ, déterminés selon le § 7.2 ;
- $\Delta Q_{\text{rad,sec } i,m}$ la déperdition de chaleur supplémentaire mensuelle 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 la déperdition de chaleur mensuelle supplémentaire à travers les planchers du secteur énergétique i , $\Delta Q_{fl.h,sec\ i,m}$, comme suit :

$$\text{Eq. 215 } \Delta Q_{fl.h,sec\ i,m} = (\theta_{c,sec\ i,m} - 18) \cdot t_{heat,sec\ i,m} \cdot \sum_j (U_{f,j}^* \times A_{f,j}) \quad (\text{MJ})$$

avec :

$\theta_{c,sec\ i,m}$ 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, telle que 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 part de ce plancher à travers lequel surviennent des déperditions par transmission, en m^2 ;

$U_{f,j}^*$ la valeur U équivalente du plancher sous le chauffage par le sol j , donnée ci-dessous.

- Dans le cas de planchers sur terre-plein, $U_{f,j}^*$ est donnée par :

$$\text{Eq. 216 } \frac{1}{U_{f,j}^*} = \frac{1}{U_{f,j}} + 0,75 \quad (\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W})$$

avec :

$U_{f,j}$ la valeur U du plancher, calculée à partir de l'environnement intérieur jusqu'à la surface de séparation avec le sol, en $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

- Dans le cas de planchers au-dessus d'une cave ou d'un vide sanitaire, $U_{f,j}^*$ est donnée par :

$$\text{Eq. 217 } \frac{1}{U_{f,j}^*} = \frac{1}{U_{f,j}} - 0,25 + \frac{1}{U_{g,j} + U_{x,j}} \quad (\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W})$$

où $U_{f,j}$, $U_{g,j}$ et $U_{x,j}$ sont calculées selon les spécifications selon les spécifications complémentaires définies par le Ministre, en $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

- Dans le cas de planchers en contact avec l'air extérieur, $U_{f,j}^*$ est donnée par :

$$\text{Eq. 218} \quad \frac{1}{U_{f,j}^*} = \frac{1}{U_{f,j}} - 0,25 \quad (\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W})$$

avec :

$U_{f,j}$ le coefficient de transmission thermique du plancher de l'environnement intérieur jusqu'à l'air extérieur, calculé selon les spécifications complémentaires définies par le Ministre, en $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$.

Il faut faire une somme sur tous les chauffages par le sol j du secteur énergétique i qui sont intégrés dans des parois délimitant le volume protégé.

On suppose que le rendement d'émission mensuel du secteur énergétique i , $\eta_{\text{em,heat,sec } i,m}$, est égal à :

$$\text{Eq. 219} \quad \eta_{\text{em,heat,sec } i,m} = \eta \frac{Q_{\text{heat,net,sec } i,m}}{Q_{\text{heat,net,sec } i,m} + \Delta Q_{\text{fl.h,sec } i,m}} \quad (-)$$

avec :

η le multiplicateur repris au Tableau [23] ;

$Q_{\text{heat,net,sec } i,m}$ les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage d'un secteur énergétique i , en MJ, déterminés selon le § 7.2 ;

$\Delta Q_{\text{fl.h,sec } i,m}$ la déperdition de chaleur supplémentaire mensuelle par les planchers dans le secteur énergétique i , en MJ.

D.5 Chauffage mural

On calcule la déperdition de chaleur mensuelle supplémentaire à travers les murs du secteur énergétique i , $\Delta Q_{\text{wall.h,sec } i,m}$, comme suit :

$$\text{Eq. 220} \quad \Delta Q_{\text{wall.h,sec } i,m} = (\theta_{c,\text{sec } i,m} - 18) \cdot t_{\text{heat,sec } i,m} \cdot \sum_j (U_{\text{wall},j}^* \cdot A_{\text{wall},j}) \quad (\text{MJ})$$

avec :

$\theta_{c,\text{sec } i,m}$ 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 ;

$t_{\text{heat,sec } i,m}$ le temps de fonctionnement mensuel conventionnel du système d'émission de chaleur dans le secteur énergétique i , déterminé selon le § D.1, en Ms ;

$A_{\text{wall},j}$ la surface de la paroi verticale extérieure j , derrière le plan contenant le chauffage mural, en m^2 ;

$U_{\text{wall},j}^*$ le coefficient de transmission thermique équivalente de la paroi verticale extérieure j , derrière le plan contenant le chauffage mural, donné par :

$$\text{Eq. 221} \quad U_{\text{wall},j}^* = \frac{1}{1/U_{\text{wall},j} - 0,175} \quad (\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}))$$

avec :

$U_{wall,j}$ le coefficient de transmission thermique de la paroi verticale extérieure j située derrière l'élément.

Il faut faire une somme sur toutes les parois verticales extérieures j du secteur énergétique i , dans lesquelles un chauffage mural est intégré.

On suppose que le rendement d'émission mensuel du secteur énergétique i , $\eta_{em,heat,sec i,m}$, est égal à :

$$\text{Eq. 222 } \eta_{em,heat,sec i,m} = \eta \frac{Q_{heat,net,sec i,m}}{Q_{heat,net,sec i,m} + \Delta Q_{wall.h,sec i,m}} \quad (-)$$

avec :

η le multiplicateur repris au Tableau [23], (-) ;

$Q_{heat,net,sec i,m}$ les besoins mensuels nets en énergie pour le chauffage du secteur énergétique i , en MJ, déterminés selon le § 7.2 ;

$\Delta Q_{wall.h,sec i,m}$ les déperditions de chaleur mensuelles supplémentaires par les murs dans le secteur énergétique i , en MJ.

Annexe E Les déperditions de distribution

Le § E.1 présente annexe s'applique uniquement aux secteurs énergétiques alimentés 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 second réseau indépendant en-dehors du volume protégé. (Si l'ensemble du volume protégé constitue 1 seul secteur énergétique, chacune de ces conditions est remplie automatiquement.)

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 :

$$\text{Eq. 223 } \eta_{\text{distr,heat,sec } i,m} = \eta_{\text{distr,heat,netw } n,m} \quad (-)$$

avec :

$$\text{Eq. 224 } \eta_{\text{distr,heat,netw } n,m} = \frac{Q_{\text{out,heat,netw } n,m}}{Q_{\text{in,heat,netw } n,m}} \quad (-)$$

avec :

$$\text{Eq. 225 } Q_{\text{in,heat,netw } n,m} = Q_{\text{out,heat,netw } n,m} + Q_{\text{distr,heat,netw } n,m} \quad (\text{MJ})$$

et

$$\text{Eq. 226 } Q_{\text{out,heat,netw } n,m} = \sum_i \frac{Q_{\text{heat,net,sec } i,m}}{\eta_{\text{em,heat,sec } i,m}} \quad (\text{MJ})$$

avec :

$Q_{\text{out,heat,netw } n,m}$ la quantité mensuelle de chaleur fournie par le réseau de distribution de chaleur n aux secteurs énergétiques que le réseau dessert, 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 d'eau chaude 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 d'un secteur énergétique i , déterminé selon le § 9.2.2.2 ou selon l'Annexe D de la présente annexe, (-) ;

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

Il faut faire une somme sur tous les secteurs énergétiques i desservis par le réseau. Si le réseau de distribution de chaleur fournit aussi de l'énergie à des parties du bâtiment pour lesquelles on n'effectue aucun 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 desservent uniquement 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 l'output du réseau.

E.2 Les déperditions de chaleur du réseau de distribution de chaleur

On détermine la déperdition de distribution du réseau, tant dans le cas de conduites d'eau que de conduits d'air, comme suit :

$$\text{Eq. 321 } Q_{\text{distr,heat,netw } n,m} = t_{\text{heat,netw } n,m} \cdot f_{\text{insul,netw } n} \cdot \sum_j (\theta_{c,\text{netw } n,m} - \theta_{\text{amb},m,j}) \cdot \left(\frac{l_j}{R_{1,j}} \right) \quad (\text{MJ})$$

avec :

$t_{\text{heat,netw } n,m}$ le temps de fonctionnement mensuel conventionnel du réseau de distribution de chaleur n , en Ms. On suppose sa valeur 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 pour les systèmes de chauffage 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 de 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 en transposant l'indice "circ k " en "netw n " et les mots "la conduite de circulation" et "la conduite de circulation k " en "le réseau de distribution de chaleur" et "le réseau de distribution de chaleur n ", (-) ;

$\theta_{c,\text{netw } n,m}$ la température moyenne mensuelle du fluide caloporteur dans le réseau de distribution n , en °C. On suppose sa valeur égale au maximum des températures moyennes mensuelles du fluide caloporteur dans les circuits d'émission de chacun des secteurs énergétiques desservis par le réseau. Ces températures sont déterminées comme suit par secteur énergétique :

- dans le cas de l'eau comme fluide caloporteur : il s'agit de la température $\theta_{c,\text{sec } i,m}$, déterminée selon le § D.2 (même lorsqu'il s'agit d'un autre système de chauffage que des radiateurs, ou qu'un chauffage par le sol ou par le mur, par exemple, des convecteurs)

- dans le cas de l'air comme fluide caloporteur : on utilise, pour chaque mois, la valeur moyenne pendant la saison de chauffe, donnée par :

$$\text{Eq. 228 } \theta_{c,\text{sec } i} = 8 + 0,6 \theta_{\text{supply,design,sec } i} \quad (^\circ\text{C})$$

avec $\theta_{\text{supply,design,sec } i}$ la température de départ de conception de l'air pour la température extérieure de base. On peut prendre 50°C comme valeur par défaut. Si l'on utilise une autre température de conception, 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 :

$$\text{Eq. 229 } \theta_{\text{amb},m,j} = 11 + 0,4.\theta_{e,m} ;$$

- si le segment de conduite se trouve à l'extérieur, on a :

$$\text{Eq. 230 } \theta_{\text{amb},m,j} = \theta_{e,m} ;$$

avec :

$\theta_{e,m}$ 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 m.K/W, déterminée selon le § E.3.

Il faut faire une somme sur tous les segments j du réseau de distribution de chaleur n en dehors du volume 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. La résistance de transmission thermique interne et la résistance propre de la conduite ou de la gaine sont supposées négligeables dans la formule.

En ce qui concerne les manteaux isolants multi-coques, on fait directement référence à cette norme.

Si pour un segment, l'épaisseur de l'isolant n'est pas connue, on considère que ce segment n'est pas isolé.

E.3.1 Conduites et gaines rondes

On calcule la résistance thermique linéaire $R_{1,j}$ du segment j comme suit :

$$\text{Eq. 322 } R_{1,j} = \frac{1}{2.\pi.\lambda_{\text{insul},j}} \ln\left(\frac{D_{e,j}}{D_{i,j}}\right) + \frac{1}{h_{\text{se},j}.\pi.D_{e,j}} \quad (\text{m.K/W})$$

avec :

$\lambda_{\text{insul},j}$ la conductivité thermique de l'isolation thermique autour du segment j , déterminée pour une température de référence de 40°C au minimum, en W/(m.K) ;

$D_{e,j}$ le diamètre extérieur de l'isolation, en m ;

$D_{i,j}$ le diamètre extérieur de la conduite non isolée, en m ;

$h_{\text{se},j}$ le total des coefficients de transmission thermique externe (par convection + par rayonnement) du segment j , en W/(m².K), supposé égal à :

- à l'intérieur du volume protégé : $h_{\text{se},j} = 8$;

- dans un espace adjacent non chauffé : $h_{se,j} = 10$;
- à l'extérieur : $h_{se,j} = 25$.

E.3.2 Gaines rectangulaires

On calcule la résistance thermique linéaire $R_{1,j}$ du segment j comme suit :

$$\text{Eq. 323 } R_{1,j} = \frac{d_{\text{insul},j}}{2 \cdot \lambda_{\text{insul},j} \cdot (H_j + B_j - 2 \cdot d_{\text{insul},j})} + \frac{1}{2 \cdot h_{se,j} \cdot (H_j + B_j)} \quad (\text{m.K/W})$$

avec :

- $\lambda_{\text{insul},j}$ la conductivité thermique de l'isolation thermique autour du segment j , déterminée pour une température de référence de 40°C au minimum, en W/(m.K) ;
- $d_{\text{insul},j}$ l'épaisseur de l'isolation thermique autour de la gaine, en m ;
- H_j la hauteur de la gaine isolée (dimension extérieure), en m ;
- B_j la largeur de la gaine isolée (dimension extérieure), en m ;
- $h_{se,j}$ le coefficient de transmission thermique externe (par convection + par rayonnement) total du segment j , en W/(m².K), tel qu'établi au § E.3.1.

E.3.3 Conduites souterraines

On calcule la résistance thermique linéaire $R_{1,j}$ du segment j comme suit :

$$\text{Eq. 233 } R_{1,j} = R'_{1,j} + R_E \quad (\text{m.K/W})$$

avec :

$$\text{Eq. 324 } R'_{1,j} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{insul},j}} \ln \left(\frac{D_{e,j}}{D_{i,j}} \right) \quad (\text{m.K/W})$$

et :

$$\text{Eq. 235 } R_E = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_E} \text{arcosh} \left(\frac{2 \cdot H_{E,j}}{D_{e,j}} \right) \quad (\text{m.K/W})$$

avec :

- $\lambda_{\text{insul},j}$ la conductivité thermique de l'isolation thermique autour du segment j , déterminée pour une température de référence de 40°C au minimum, en W/(m.K) ;
- $D_{e,j}$ le diamètre extérieur de l'isolation, 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.

Annexe F Rapport du pouvoir calorifique inférieur sur le pouvoir calorifique supérieur de différents combustibles

Tableau [24] : Rapport du pouvoir calorifique inférieur sur le pouvoir calorifique supérieur

Combustible	f _{NCV/GCV}
Gaz naturel	0,90
Mazout	0,94
Propane/Butane/GPL	0,92
Charbon	0,96
Bois	0,93
Pellets	0,91
Electricité	1
Autres combustibles (1)	Equivalence

(1) En ce qui concerne les combustibles qui ne figurent pas encore explicitement dans le tableau, le Ministre peut déterminer les valeurs à appliquer.

Annexe G Détermination du rendement thermique d'un récupérateur de chaleur

Le rendement thermique d'un récupérateur, η_{test} , est calculé selon le § G.2, sur base des résultats d'un essai selon le § G.1. La valeur par défaut du rendement thermique valable quel que soit le débit est $\eta_{\text{test}} = 0$.

Le débit volumique de test, $q_{v,\text{test}}$, est défini comme le plus petit des deux débits volumiques suivants : respectivement, celui de l'air extrait (q_{v11}) et de l'air fourni (q_{v22}) pendant le test selon le § G.1.

Le Ministre peut définir des spécifications complémentaires et/ou divergentes pour la détermination du rendement thermique d'un récupérateur de chaleur.

G.1 Mesure

Le test peut être réalisé, au choix, selon la norme NBN EN 308, de la norme NBN EN 13141-7 ou de la norme NBN EN 13141-8, en tenant compte des spécifications supplémentaires du, respectivement, § G.1.1 et du § G.1.2.

Le rapport d'essai doit contenir au moins les données de mesure suivantes :

- les températures mesurées à toutes les entrées et sorties du groupe de traitement d'air : la température de l'air neuf (t_{21}), de l'air fourni (t_{22}), de l'air extrait (t_{11}) et de l'air rejeté (t_{12}), en °C ¹⁸ ;
- les débits volumiques mesurés de l'air fourni ($q_{v22,\text{test}}$) et de l'air extrait ($q_{v11,\text{test}}$), en m³/h ;
- la puissance électrique totale mesurée, absorbée par le groupe de traitement d'air lors de l'essai ($P_{\text{elec,ahu,test}}$), en W. Il s'agit de la puissance électrique totale de l'appareil complet y compris tous les ventilateurs et, le cas échéant, tous les éléments auxiliaires ;
- la position des ventilateurs par rapport à l'échangeur de chaleur dans l'appareil testé.

G.1.1 Spécifications lors d'un essai selon la norme NBN EN 308

Le test doit être réalisé suivant les exigences de mesurage décrites aux paragraphes § 5.5 et § 6.4 de la norme NBN EN 308, à l'exception des points suivants :

- le test doit être réalisé sur l'appareil de récupération de chaleur complet (incluant les châssis, ventilateurs, etc.), non modifié. Un appareil de récupération de chaleur contient toujours au moins un caisson et un échangeur de chaleur. L'appareil de récupération de chaleur testé doit également contenir tous les composants normalement présents dans le caisson de l'appareil à récupération de chaleur comme, par exemple, des ventilateurs, des filtres, un by-pass, des batteries de chauffage ou de refroidissement, etc. L'appareil à récupération de chaleur ne peut pas être modifié pour le test, par exemple, de l'isolation thermique supplémentaire ne peut pas être ajoutée ;
- il n'y a pas d'exigence concernant l'équilibre thermique (cfr. § 6.6 de la norme NBN EN 308) ;
- il n'y a pas d'exigence concernant les fuites internes et externes ;

¹⁸ Remarque : pour la température, le symbole t est utilisé dans la norme NBN EN 308 et le symbole θ dans la norme NBN EN 13141-7 et la norme NBN EN 13141-8.

- il n'est pas exigé que le test soit réalisé pour différentes combinaisons de débits d'alimentation et d'extraction tel que décrit dans la norme. Par contre, il est exigé que le test :
 - porte sur un ou plusieurs débits, au choix. Le champ d'application du résultat final sera fonction du/ des débit(s) testés (voir texte principal de la présente annexe) ;
 - on s'appliquera autant que possible à établir un équilibre entre les débits volumiques d'alimentation et d'extraction ;
- seules les conditions d'admission d'air du test telles que reprises dans la table ci-dessous, extraite de la norme NBN EN 308 sont à considérer. Les mesurages réalisés à d'autres températures ne sont pas valables pour déterminer le rendement thermique décrit ci-après.

Tableau [26] : Catégorie du récupérateur de chaleur

Catégorie du récupérateur de chaleur (voir définitions de NBN EN 308)	I II IIIa	IIIb
Température de l'air extrait	25°C	25°C
Température humide de l'air extrait	< 14°C	18°C
Température de l'air neuf	5°C	5°C
Température humide de l'air neuf		3°C

G.1.2 Spécifications lors d'un essai selon la norme NBN EN 13141-7 ou selon la norme NBN EN 13141-8

L'essai doit être réalisé conformément aux conditions de la norme NBN EN 13141-7 ou de la norme NBN EN 13141-8, pour les conditions de température du test 1.

G.2 Calcul

Le rendement thermique d'un récupérateur de chaleur est donné d'après :

$$\text{Eq. 236 } \eta_{\text{test}} = \frac{(\eta_{t,\text{sup}} + \eta_{t,\text{eha}})}{2} \quad (-)$$

Les rapports de température du côté de l'air fourni ($\eta_{t,\text{sup}}$) et du côté de l'air extrait ($\eta_{t,\text{eha}}$) sont calculés au moyen des températures mesurées pendant l'essai et sont corrigées par convention pour tenir compte de la chaleur provenant de l'énergie électrique consommée :

$$\text{Eq. 237 } \eta_{t,\text{sup}} = \frac{t_{22} - \Delta t_{22} - t_{21} - \Delta t_{21}}{t_{11} + \Delta t_{11} - t_{21} - \Delta t_{21}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 238 } \eta_{t,\text{eha}} = \frac{t_{11} + \Delta t_{11} - t_{12} + \Delta t_{12}}{t_{11} + \Delta t_{11} - t_{21} - \Delta t_{21}} \quad (-)$$

Si l'appareil à récupération de chaleur ne contient pas de ventilateurs, les différences de température, Δt_{11} , Δt_{12} , Δt_{21} , Δt_{22} , sont égales à 0.

Dans les autres cas, les différences de température correspondant à la position des ventilateurs doivent être calculées par convention selon une des 4 configurations décrites dans le tableau ci-dessous :

Tableau [27] : Formules pour les différences de température correspondant à la position des ventilateurs

		Ventilateur d'extraction	
		Dans la position air extrait (11)	Dans la position air rejeté (12)
Ventilateur d'amenée d'air	En position air neuf (21)	$\Delta t_{11} = \frac{0,5 \times P_{elec,ahu,test}}{0,34 \times q_{v11}}$	$\Delta t_{12} = \frac{0,5 \times P_{elec,ahu,test}}{0,34 \times q_{v11}}$
		$\Delta t_{21} = \frac{0,5 \times P_{elec,ahu,test}}{0,34 \times q_{v22}}$	$\Delta t_{21} = \frac{0,5 \times P_{elec,ahu,test}}{0,34 \times q_{v22}}$
	$\Delta t_{22} = \Delta t_{12} = 0$	$\Delta t_{22} = \Delta t_{11} = 0$	
	En position air fourni (22)	$\Delta t_{11} = \frac{0,5 \times P_{elec,ahu,test}}{0,34 \times q_{v11}}$	$\Delta t_{12} = \frac{0,5 \times P_{elec,ahu,test}}{0,34 \times q_{v11}}$
$\Delta t_{22} = \frac{0,5 \times P_{elec,ahu,test}}{0,34 \times q_{v22}}$		$\Delta t_{22} = \frac{0,5 \times P_{elec,ahu,test}}{0,34 \times q_{v22}}$	
		$\Delta t_{21} = \Delta t_{12} = 0$	$\Delta t_{21} = \Delta t_{11} = 0$

Pour un récupérateur de chaleur donné, il est possible d'effectuer des tests portant sur plusieurs débits. A chaque rendement thermique correspond un débit d'essai qui détermine la portée du champ d'application du texte (voir texte principal de la présente annexe).

Vu pour être annexé à l'arrêté du Gouvernement de la Région de Bruxelles-Capitale du portant modification de divers arrêtés
d'exécution de l'ordonnance du 2 mai 2013 portant le Code bruxellois de l'Air, du Climat et de la Maîtrise de l'Energie

Le Ministre-Président du Gouvernement de la Région de Bruxelles-Capitale

Rudi VERVOORT

Le Ministre de la Transition climatique, de l'Environnement, de l'Energie et de la Démocratie participative

Alain MARON