

ANNEXE

**Spécifications complémentaires pour la détermination
du rendement thermique d'un appareil de récupération de chaleur**

1 Définitions

Il est fait référence à la norme NBN EN 308 pour les définitions des catégories d'appareils de récupération de chaleur, et pour les conventions relatives à la numérotation des quatre flux d'air et à la position des ventilateurs.

Principes de transfert thermique dans les échangeurs de chaleur :

- **Transfert thermique à courants parallèles** : principe de transfert thermique où ledit transfert se fait entre deux fluides circulant de part et d'autre de la paroi de séparation étanche à l'air, suivant le même axe et dans le même sens.
- **Transfert thermique à courants croisés** : principe de transfert thermique où ledit transfert se fait entre deux fluides circulant de part et d'autre de la paroi de séparation étanche à l'air, suivant deux axes différents (remarque : l'angle entre ces axes est généralement compris entre 60° et 90° , en raison de quoi la vitesse moyenne de l'air entre les plaques des deux flux d'air est assez constante sur l'ensemble du trajet (indépendamment des changements de densité et des conditions d'entrée non idéales)).
- **Transfert thermique à contre-courants** : principe de transfert thermique où ledit transfert se fait entre deux fluides circulant de part et d'autre de la paroi de séparation étanche à l'air, suivant le même axe mais en sens inverses (remarque : cette conception se caractérise par le fait que la vitesse de l'air entre les plaques des deux flux d'air est assez constante au niveau de la partie à contre-courant mais est inférieure à la vitesse moyenne de l'air au niveau de l'entrée de l'échangeur de chaleur (indépendamment des changements de densité et des conditions d'entrée non idéales)).
- **NUT** : Nombre d'Unités de Transfert, est une valeur adimensionnelle permettant d'exprimer la quantité de transfert thermique dans les échangeurs de chaleur.

Application pratique dans des appareils de récupération de chaleur :

- **Echangeur de chaleur à courants croisés simple** : échangeur de chaleur à plaques fonctionnant au moins à 70 % selon le principe du transfert thermique à courants croisés, à évaluer sur la base de la partie de surface qui est clairement à courants croisés par rapport à la surface totale (dans le plan des flux d'air).
- **Echangeur de chaleur à courants croisés double** : échangeur de chaleur à plaques composé de deux échangeurs de chaleur à courants croisés simples clairement identifiables, où les deux flux d'air circulent en série et globalement à contre-courant dans les deux échangeurs de chaleur.
- **'Heatpipe' (ou 'caloduc')** : échangeur de chaleur où le transfert thermique se fait via un fluide qui s'évapore pour ensuite se condenser. Le fluide de transfert thermique se trouve dans un tube fermé, exposé d'un côté à l'air fourni et de l'autre côté, à l'air extrait. Après évaporation d'un côté, le fluide se propage sous forme gazeuse jusqu'à l'autre côté, où il se condense et revient vers le côté évaporation par voie gravitaire, capillaire ou centrifuge.
- **Régénérateur** : échangeur de chaleur régénératif. Il peut s'agir d'un régénérateur statique ou d'un échangeur à roue.

- **Régénérateur statique** : échangeur de chaleur régénératif sous la forme de deux accumulateurs séparés au travers desquels circulent alternativement l'air fourni et l'air extrait (au moyen de 1 ou plusieurs vannes).
- **Echangeur de chaleur à contre-courants** : échangeur de chaleur à plaques fonctionnant au moins à 30 % selon le principe du transfert thermique à contre-courants, à évaluer sur la base de la partie de la surface qui est clairement à contre-courant par rapport à la surface totale (dans le plan des flux d'air).
- **'Twin-coil' ou batterie au glycol** : échangeur de chaleur composé de deux échangeurs de chaleur air/liquide, chacun étant traversé par 1 des flux d'air et où un fluide caloporteur circule entre les deux échangeurs de chaleur, transférant ainsi la chaleur d'un flux d'air à l'autre.
- **Echangeur à roue** : échangeur de chaleur régénératif sous la forme d'un accumulateur rotatif en forme de disque, où la masse accumulant la chaleur est traversée alternativement par l'air fourni et par l'air extrait.

2 Valeur par défaut

Si aucune des méthodes de détermination du rendement thermique visées aux § 3, § 4 ou § 5 n'est appliquée, la valeur par défaut du rendement thermique η_{test} d'un appareil de récupération de chaleur est la valeur zéro pour tous les débits volumiques.

3 Détermination du rendement thermique des appareils de récupération de chaleur de type 'twin coil' ou 'heat pipe'

Les valeurs du tableau suivant sont prises comme valeur de rendement thermique η_{test} d'un appareil de récupération de chaleur :

Tableau [1] : η_{test} pour les types 'twin coil' ou 'heat pipe'

Catégorie (selon NBN EN 308)		Type	η_{test}
IIa	Récupérateurs avec fluide intermédiaire sans changement de phase	'Twin coil'	0,30
IIb	Récupérateurs avec fluide intermédiaire avec changement de phase	'Heat pipe'	0,30

4 Détermination du rendement thermique si un rendement testé est disponible pour le groupe de traitement d'air (complet) ou pour l'échangeur de chaleur (seul)

Le rendement thermique η_{test} d'un appareil de récupération de chaleur pour le débit volumique $q_{v,\text{proj}}$ est déterminé comme suit :

Si $q_{v,\text{proj}} \leq q_{v,\text{test}}$:

$$\text{Eq. 1} \quad \eta_{\text{test}} = \eta_{\text{ahu,test}} \quad (-)$$

ou :

$$\text{Eq. 2} \quad \eta_{\text{test}} = 0,85 \cdot \eta_{\text{hx,test}} \quad (-)$$

Si $q_{v,\text{test}} < q_{v,\text{proj}} \leq 1,56 \cdot q_{v,\text{test}}$:

$$\text{Eq. 3} \quad \eta_{\text{test}} = \eta_{\text{ahu,test}} - \frac{0,05}{(1,56 - 1)} \cdot \frac{(q_{v,\text{proj}} - \min(q_{v11,\text{test}}; q_{v22,\text{test}}))}{\min(q_{v11,\text{test}}; q_{v22,\text{test}})} \quad (-)$$

ou :

$$\text{Eq. 4} \quad \eta_{\text{test}} = 0,85 \cdot \eta_{\text{hx,test}} - \frac{0,05}{(1,56 - 1)} \cdot \frac{(q_{v,\text{proj}} - \min(q_{v11,\text{test}}; q_{v22,\text{test}}))}{\min(q_{v11,\text{test}}; q_{v22,\text{test}})} \quad (-)$$

Si $q_{v,\text{proj}} > 1,56 \cdot q_{v,\text{test}}$: $\eta_{\text{test}} = 0$.

avec :

$q_{v,\text{proj}}$ le débit volumique pour lequel un rendement thermique est donné pour la détermination de la consommation d'énergie primaire des bâtiments, en m³/h. Ce débit volumique est, dans le cadre de cette annexe, 'le débit volumique durant l'essai, tel que défini à l'annexe G' auquel il est fait référence au § B.2 de l'annexe A1 - Méthode PER ;

$q_{v,\text{test}}$ le débit volumique, en m³/h, de l'essai selon le § 6 ;

$\eta_{\text{ahu,test}}$ le rendement thermique du groupe de traitement d'air de l'essai selon le § 6, pour le débit volumique $q_{v,\text{test}}$, (-) ;

$\eta_{\text{hx,test}}$ le rendement thermique de l'échangeur de chaleur de l'essai selon le § 6, pour le débit volumique $q_{v,\text{test}}$, (-).

5 Détermination du rendement thermique si un rendement testé est disponible pour un groupe de traitement d'air (complet) ou pour un échangeur de chaleur (seul) de la même série que l'appareil de récupération de chaleur concerné

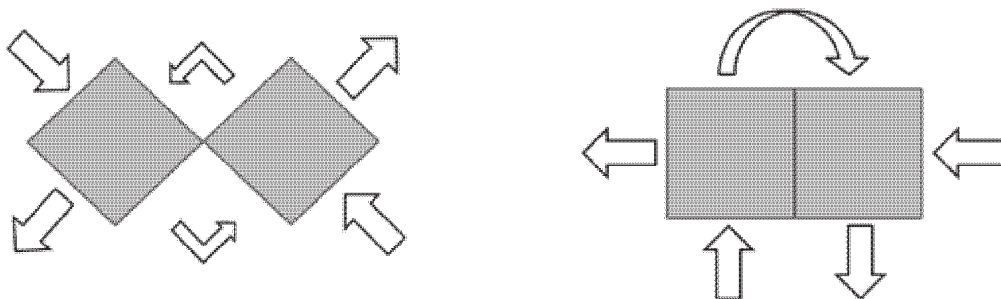
5.1 Principe général

Le rendement thermique d'un groupe de traitement d'air de la même série peut être déterminé sur base du rendement thermique d'un groupe de traitement d'air de référence de la même série, selon les conditions et la méthode de détermination suivantes.

Pour appartenir à une même série, le groupe de traitement d'air à évaluer doit être identique, pour tous les critères suivants, au groupe de traitement d'air de référence :

- fabricant de l'ensemble du groupe de traitement d'air ;
- fabricant de l'échangeur de chaleur ;
- catégorie (voir NBN EN 308) et type (à courants croisés simple, à courants croisés double, à contre-courants, échangeur rotatif ou régénérateur statique) de l'échangeur de chaleur ;
- forme pour courants croisés double : position des deux échangeurs de chaleur l'un par rapport à l'autre (contact linéaire ou de surface - voir Figure [1]) ;

Figure [1] : Contact linéaire (à gauche) ou de surface (à droite) pour un échangeur de chaleur à courants croisés double



- la disposition de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air, soit perpendiculairement, soit suivant l'axe de l'écoulement d'air à travers le groupe de traitement d'air ;
- structure du groupe de traitement d'air : châssis avec parois de remplissage ou parois autoportantes, composition des parois (matériaux utilisés pour l'enveloppe et l'isolation) ;
- la position des ventilateurs par rapport à l'échangeur de chaleur (c'est-à-dire : le ventilateur se trouve dans les deux groupes de traitement d'air en position 11 ou dans les deux groupes de traitement d'air en position 12. Idem pour 21 et 22 - voir figures au § 5.10).

Le rendement thermique η_{test} d'un groupe de traitement d'air de la même série pour le débit volumique $q_{v,\text{proj}}$ est déterminé comme suit :

Si $q_{v,\text{proj}} \leq q_{v,\text{ser}}$:

$$\text{Eq. 5} \quad \eta_{\text{test}} = \eta_{\text{ser}} \quad (-)$$

Si $q_{v,\text{ser}} < q_{v,\text{proj}} \leq 1,56 \cdot q_{v,\text{ser}}$:

$$\text{Eq. 6} \quad \eta_{\text{test}} = \eta_{\text{ser}} - \frac{0,05}{(1,56 - 1)} \cdot \frac{(q_{v,\text{proj}} - q_{v,\text{ser}})}{q_{v,\text{ser}}} \quad (-)$$

Si $q_{v,\text{proj}} > 1,56 \cdot q_{v,\text{ser}}$: $\eta_{\text{test}} = 0$.

avec :

$q_{v,\text{proj}}$	le débit volumique pour lequel un rendement thermique est donné pour la détermination de la consommation d'énergie primaire des bâtiments, en m ³ /h. Ce débit volumique est, dans le cadre de cette annexe, 'le débit volumique durant l'essai, tel que défini à l'annexe G' auquel il est fait référence au § B.2 de l'annexe A1 - Méthode PER ;
$q_{v,\text{ser}}$	le débit volumique pour lequel le rendement thermique calculé d'un groupe de traitement d'air de la même série est valable, en m ³ /h, déterminé selon le § 5.7 ;
η_{ser}	le rendement thermique calculé du groupe de traitement d'air de la même série selon le § 5.2, pour le débit volumique $q_{v,\text{ser}}$, (-).

5.2 Détermination de η_{ser}

Le rendement thermique calculé du groupe de traitement d'air de la même série, η_{ser} , est déterminé comme suit :

- pour un groupe de traitement d'air avec échangeur de chaleur à courants croisés simple :

$$\text{Eq. 7} \quad \eta_{\text{ser}} = 0,90 \cdot \eta_{\text{ser1}} \quad (-)$$

- pour un groupe de traitement d'air avec échangeur de chaleur à courants croisés double :

$$\text{Eq. 8} \quad \eta_{\text{ser}} = 0,90 \cdot \min\left(\eta_{\text{ser1}}, \frac{\eta_{\text{ser1}} + \eta_{\text{ser2}}}{2}\right) \quad (-)$$

- pour un groupe de traitement d'air avec échangeur de chaleur à contre-courants :

$$\text{Eq. 9} \quad \eta_{\text{ser}} = 0,95 \cdot \min\left(\eta_{\text{ahu,ref}}, \frac{\eta_{\text{ser1}} + \eta_{\text{ser2}}}{2}\right) \quad (-)$$

- pour un groupe de traitement d'air avec régénérateur (échangeur rotatif ou régénérateur statique) :

$$\text{Eq. 10} \quad \eta_{\text{ser}} = 0,95 \cdot \min(\eta_{\text{ahu,ref}} ; \eta_{\text{ser3}}) \quad (-)$$

avec :

- η_{ser1} le rendement thermique du groupe de traitement d'air de la même série selon la méthode 1, telle que décrite au § 5.4, (-) ;
- η_{ser2} le rendement thermique du groupe de traitement d'air de la même série selon la méthode 2, telle que décrite au § 5.5, (-) ;
- $\eta_{\text{ahu,ref}}$ le rendement thermique du groupe de traitement d'air de référence pour les débits volumiques $q_{v11,ref}$ et $q_{v22,ref}$, calculé selon le § 5.3, (-).
- η_{ser3} le rendement thermique du groupe de traitement de l'air de la même série, conformément à la méthode 3, comme décrit dans 5.6, (-).

5.3 Détermination de $\eta_{\text{ahu,ref}}$

Le rendement thermique $\eta_{\text{ahu,ref}}$ du groupe de traitement d'air de référence pour les débits volumiques $q_{v11,ref}$ et $q_{v22,ref}$, est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 11} \quad \eta_{\text{ahu,ref}} = \eta_{\text{ahu,test}} \quad (-)$$

ou :

$$\text{Eq. 12} \quad \eta_{\text{ahu,ref}} = 0,85 \cdot \eta_{\text{hx,test}} \quad (-)$$

avec :

- $\eta_{\text{ahu,test}}$ le rendement thermique du groupe de traitement d'air de l'essai selon le § 6, pour les débits volumiques $q_{v11,test}$ et $q_{v22,test}$, (-) ;
- $\eta_{\text{hx,test}}$ le rendement thermique de l'échangeur de chaleur de l'essai selon le § 6, pour les débits volumiques $q_{v11,test}$ et $q_{v22,test}$, (-).

Les débits volumiques pour lesquels le rendement thermique du groupe de traitement d'air de référence est valable, $q_{v11,ref}$ et $q_{v22,ref}$, sont assimilés respectivement à $q_{v11,test}$ et $q_{v22,test}$.

5.4 Détermination de η_{ser1} (méthode 1)

Le rendement thermique du groupe de traitement d'air de la même série selon la méthode 1, η_{ser1} est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 13} \quad \eta_{ser1} = 1 - \exp\left[NTU_{ser1}^{0,22} \cdot \left\{ \exp(-NTU_{ser1}^{0,78}) - 1 \right\}\right] \quad (-)$$

avec :

NTU_{ser1} le NUT du groupe de traitement d'air de la même série selon la méthode 1, tel que déterminé ci-dessous, (-).

Le NUT du groupe de traitement d'air de la même série selon la méthode 1, NTU_{ser1} , est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 14} \quad NTU_{ser1} = NTU_{ref1} \cdot \frac{S_{ser} \cdot (n_{channels,ser} \cdot 2 - 2) \cdot \min(q_{v11,ref}; q_{v22,ref})}{S_{ref} \cdot (n_{channels,ref} \cdot 2 - 2) \cdot q_{v,ser}} \quad (-)$$

avec :

NTU_{ref1} le NUT du groupe de traitement d'air de référence selon la méthode 1, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;

S_{ser} la surface caractéristique d'échange thermique du groupe de traitement d'air de la même série, déterminée selon le § 5.8, en m^2 ;

S_{ref} la surface caractéristique d'échange thermique du groupe de traitement d'air de référence, déterminée selon le § 5.8, en m^2 ;

$n_{channels,ser}$ le nombre de canaux dans l'échangeur de chaleur du groupe de traitement d'air de la même série, déterminé selon le § 5.9, (-) ;

$n_{channels,ref}$ le nombre de canaux dans l'échangeur de chaleur du groupe de traitement d'air de référence, déterminé selon le § 5.9, (-) ;

$q_{v11,ref}$ le débit volumique mesuré de l'air extrait, en m^3/h , pour lequel le rendement thermique $\eta_{ahu,ref}$ est valable, déterminé selon le § 5.3 ;

$q_{v22,ref}$ le débit volumique mesuré de l'air fourni, en m^3/h , pour lequel le rendement thermique $\eta_{ahu,ref}$ est valable, déterminé selon le § 5.3 ;

$q_{v,ser}$ le débit volumique pour lequel le rendement thermique calculé d'un groupe de traitement d'air de la même série est valable, déterminé selon le § 5.7 m^3/h).

Le NUT du groupe de traitement d'air de référence est déterminé selon la méthode 1, NTU_{ref1} , pour un $\eta_{ahu,ref}$ donné à l'aide de la formule suivante et de manière itérative jusqu'à ce que la déviation soit inférieure à 0,0001 :

$$\text{Eq. 15} \quad \eta_{ahu,ref} = 1 - \exp\left[NTU_{ref1}^{0,22} \cdot \left\{ \exp(-NTU_{ref1}^{0,78}) - 1 \right\}\right] \quad (-)$$

avec :

NTU_{ref1} le NUT du groupe de traitement d'air de référence selon la méthode 1, (-) ;

$\eta_{ahu,ref}$ le rendement thermique du groupe de traitement d'air de référence pour les débits volumiques $q_{v11,ref}$ et $q_{v22,ref}$, déterminé selon le § 5.3, (-).

5.5 Détermination de η_{ser2} (méthode 2)

Le rendement thermique du groupe de traitement d'air de la même série selon la méthode 2, η_{ser2} , est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 16} \quad \eta_{ser2} = \frac{NTU_{ser2}}{1 + NTU_{ser2}} \quad (-)$$

avec :

NTU_{ser2} le NUT du groupe de traitement d'air de la même série selon la méthode 2, tel que déterminé ci-dessous, (-).

Le NUT du groupe de traitement d'air de la même série selon la méthode 2, NTU_{ser2} , est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 17} \quad NTU_{ser2} = NTU_{ref2} \cdot \frac{S_{ser} \cdot (n_{channels,ser} \cdot 2 - 2) \cdot \min(q_{v11,ref}; q_{v22,ref})}{S_{ref} \cdot (n_{channels,ref} \cdot 2 - 2) \cdot q_{v,ser}} \quad (-)$$

avec :

NTU_{ref2} le NUT du groupe de traitement d'air de référence selon la méthode 2, tel que déterminé ci-dessous, (-) ;

S_{ser} la surface caractéristique d'échange thermique du groupe de traitement d'air de la même série, déterminée selon le § 5.8, en m^2 ;

S_{ref} la surface caractéristique d'échange thermique du groupe de traitement d'air de référence, déterminée selon le § 5.8, en m^2 ;

$n_{channels,ser}$ le nombre de canaux dans l'échangeur de chaleur du groupe de traitement d'air de la même série, déterminé selon le § 5.9, (-) ;

$n_{channels,ref}$ le nombre de canaux dans l'échangeur de chaleur du groupe de traitement d'air de référence, déterminé selon le § 5.9, (-) ;

$q_{v11,ref}$ le débit volumique mesuré de l'air extrait, en m^3/h , pour lequel le rendement thermique $\eta_{ahu,ref}$ est valable, déterminé selon le § 5.3 ;

$q_{v22,ref}$ le débit volumique mesuré de l'air fourni, en m^3/h , pour lequel le rendement thermique $\eta_{ahu,ref}$ est valable, déterminé selon le § 5.3 ;

$q_{v,ser}$ le débit volumique pour lequel le rendement thermique calculé d'un groupe de traitement d'air de la même série, en m^3/h , déterminé selon le § 5.7.

Le NUT du groupe de traitement d'air de référence selon la méthode 2, NTU_{ser2} , est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 18} \quad NTU_{ref2} = \frac{\eta_{ahu,ref}}{1 - \eta_{ahu,ref}} \quad (-)$$

avec :

$\eta_{ahu,ref}$ le rendement thermique du groupe de traitement d'air de référence pour les débits volumiques $q_{v11,ref}$ et $q_{v22,ref}$, déterminé selon le § 5.3, (-).

5.6 Détermination de η_{ser3} (méthode 3)

Le rendement thermique du groupe de traitement d'air de la même série selon la méthode 3, η_{ser3} , est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 19} \quad \eta_{ser3} = C_f \cdot \eta_{ser, id} \quad (-)$$

avec :

C_f une correction du rendement thermique due à l'effet de la capacité thermique, déterminée au point 5.6.1, (-) ;

$\eta_{ser, id}$ la valeur idéale du rendement thermique du groupe de traitement d'air de la même série, déterminée au point 5.6.2, (-).

5.6.1 Correction pour la capacité thermique du matériau régénérateur

La correction pour la capacité thermique du matériau régénérateur, c_f , est déterminée comme suit :

Si $L_{ser} \geq L_{ref}$, $N_{ser} \geq N_{ref}$, $\phi^+ = 1$:

$$\text{Eq. 20} \quad c_f = 1 \quad (-)$$

Dans le cas contraire :

$$\text{Eq. 21} \quad c_f = 1 - \frac{1}{9} C_r^{+1.93} \quad (-)$$

où :

$$\text{Eq. 22} \quad C_r^+ = C_{ref}^+ \cdot \frac{L_{ser}}{L_{ref}} \cdot \frac{\dot{h}_{r, ser}}{\dot{h}_{r, ref}} \cdot \phi^+ \cdot \frac{N_{ser}}{N_{ref}} \cdot \frac{\min(q_{v11, ref}, q_{v22, ref})}{q_{v, ser}} \quad (-)$$

avec :

L_{ser} l'épaisseur du matériau régénérateur mesurée perpendiculairement à la surface frontale de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série, en m ;

L_{ref} l'épaisseur du matériau régénérateur mesurée perpendiculairement à la surface frontale de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence, en m ;

N_{ser} la vitesse de rotation ou la fréquence de commutation du régénérateur dans le groupe de traitement d'air de la même série en tours par seconde, ou périodes par seconde ;

N_{ref} la vitesse de rotation ou la fréquence de commutation du régénérateur dans le groupe de traitement d'air de référence en tours par seconde, ou périodes par seconde ;

ϕ^+ un paramètre qui prend en compte l'effet de la capacité calorifique volumique, déterminé selon 5.6.3, (-) ;

C_r^+ un paramètre qui tient compte de l'effet de la capacité thermique, (-) ;

C_{ref}	le rapport de la capacité thermique de la masse accumulatrice de chaleur de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence et de la capacité thermique associée au débit pour lequel la valeur $\eta_{ser,id}$ calculée est valable, comme déterminé au point 5.6.4, comme déterminé ci-dessous, (-) ;
$A_{fr,ref}$	la surface frontale de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence est la surface de la projection de l'enveloppe de l'échangeur de chaleur dans un plan perpendiculaire à l'écoulement à l'entrée, en m^2 ;
$A_{fr,ser}$	la surface frontale de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série est la surface de la projection de l'enveloppe de l'échangeur de chaleur dans un plan perpendiculaire à l'écoulement à l'entrée, en m^2 ;
$Q_{v11,ref}$	le débit volumique mesuré de l'air extrait, en m^3/h , pour lequel le rendement thermique $\eta_{ahu,ref}$ est valable, déterminé selon § 5.3 ;
$Q_{v22,ref}$	le débit volumique mesuré de l'air fourni, en m^3/h , pour lequel le rendement thermique $\eta_{ahu,ref}$ est valable, déterminé selon § 5.3 ;
$Q_{v,ser}$	le débit pour lequel la valeur $\eta_{ser,id}$ calculée est valable, comme déterminé au point 5.6.4, en m^3/h .

La valeur par défaut de C_{ref} est de 2. C_{ref} peut également être déterminée précisément selon :

$$\text{Eq. 23} \quad C_{ref} = L_{ref} \cdot A_{fr,ref} \cdot (1 - \sigma_{ref}) \cdot \rho_{w,ref} \cdot C_{w,ref} \cdot N_{ref} \cdot \frac{1}{1,2 \cdot \max(Q_{v11,ref} ; Q_{v22,ref})} \quad (-)$$

avec :

L_{ref}	l'épaisseur du matériau régénérateur mesurée perpendiculairement à la surface frontale de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence, en m ;
$A_{fr,ref}$	la surface frontale de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence est la surface de la projection de l'enveloppe de l'échangeur de chaleur dans un plan perpendiculaire à l'écoulement à l'entrée, en m^2 ;
σ_{ref}	la porosité de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence, comme déterminée au point 5.6.3, (-) ;
$\rho_{w,ref}$	la densité du matériau régénérateur de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence, en kg/m^3 ;
$C_{w,ref}$	la capacité thermique du matériau régénérateur de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence, en $kJ/(kg.K)$;
N_{ref}	la vitesse de rotation ou la fréquence de commutation du régénérateur dans le groupe de traitement d'air de référence en tours par seconde, ou périodes par seconde ;

5.6.2 Détermination de la valeur idéale du rendement thermique du groupe de traitement d'air de la même série

La valeur idéale du rendement thermique du groupe de traitement d'air de la même série, $\eta_{ser,id}$, est déterminée comme suit :

$$\text{Eq. 24} \quad \eta_{ser,id} = \frac{NTU_{ser}}{1+NTU_{ser}} \quad (-)$$

avec :

$$\text{Eq. 25} \quad NTU_{ser} = NTU_{ref} \frac{\min(q_{v11,ref} ; q_{v22,ref}) A_{fr,ser} \cdot L_{ser}}{A_{fr,ref} \cdot L_{ref}} \cdot \frac{\beta^*}{q_{v,ser} \cdot D_h^*} \quad (-)$$

où :

- NTU_{ser} le nombre d'unités de transfert du groupe de traitement d'air de la même série, (-) ;
- NTU_{ref} le nombre d'unités de transfert du groupe de traitement d'air de référence comme déterminé ci-dessous, (-) ;
- $q_{v11,ref}$ le débit volumique mesuré de l'air extrait, en m³/h, pour lequel le rendement thermique $\eta_{ahu,ref}$ est valable, déterminé selon § 5.3 ;
- $q_{v22,ref}$ le débit volumique mesuré de l'air fourni, en m³/h, pour lequel le rendement thermique $\eta_{ahu,ref}$ est valable, déterminé selon § 5.3 ;
- $A_{fr,ref}$ la surface frontale de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence est la surface de la projection de l'enveloppe de l'échangeur de chaleur dans un plan perpendiculaire à l'écoulement à l'entrée, en m² ;
- L_{ref} l'épaisseur du matériau régénérateur mesurée perpendiculairement à la surface frontale de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence, en m ;
- $A_{fr,ser}$ la surface frontale de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série est la surface de la projection de l'enveloppe de l'échangeur de chaleur dans un plan perpendiculaire à l'écoulement à l'entrée, en m² ;
- L_{ser} l'épaisseur du matériau régénérateur mesurée perpendiculairement à la surface frontale de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série, en m ;
- $q_{v,ser}$ le débit pour lequel la valeur $\eta_{ser,id}$ calculée est valable, comme déterminé au point 5.6.4, en m³/h ;
- β^* le rapport de la densité de surface de l'échangeur de chaleur du groupe de traitement d'air de la même série et de la densité de surface de l'échangeur de chaleur du groupe de traitement d'air de référence, comme déterminé au point 5.6.3, (-) ;
- D_h^* un paramètre qui prend en compte l'effet du diamètre hydraulique sur le coefficient de transfert de chaleur, (-).

Le NUT du groupe de traitement d'air de référence, NTU_{ref} , est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 26} \quad NTU_{ref} = \frac{\eta_{ahu,ref}}{1 - \eta_{ahu,ref}} \quad (-)$$

avec :

$\eta_{ahu,ref}$ le rendement thermique du groupe de traitement d'air de référence pour les débits volumiques $q_{v11,ref}$ et $q_{v22,ref}$, déterminé selon § 5.3, (-).

5.6.3 Détermination des paramètres géométriques β^* et D_h^* et du paramètre matériel

ϕ^*

Les paramètres géométriques et le paramètre matériel sont déterminés comme suit :

- Si pour un régénérateur à plaques ondulées, la longueur des ondulations, l'amplitude des ondulations, l'épaisseur de la plaque et le matériau sont les mêmes, ou pour un régénérateur à plaques planes, si la distance entre les plaques, l'épaisseur de la plaque et le matériau sont les mêmes, alors :

$$\text{Eq. 27} \quad \beta^* = 1, D_h^* = 1, \phi^* = 1 \quad (-)$$

- Dans le cas contraire, on a :

$$\text{Eq. 28} \quad \phi^* = \frac{1 - \sigma_{ser}}{1 - \sigma_{ref}} \cdot \frac{c_{w,ser}}{c_{w,ref}} \cdot \frac{P_{w,ser}}{P_{w,ref}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 29} \quad \beta^* = \frac{\beta_{ser}}{\beta_{ref}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 30} \quad D_h^* = \max\left(\frac{\sigma^*}{\beta^*}; 1\right) \quad (-)$$

où :

$$\text{Eq. 31} \quad \sigma^* = \frac{\sigma_{ser}}{\sigma_{ref}} \quad (-)$$

et avec :

σ_{ser} la porosité de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série, comme déterminée ci-dessous, (-) ;

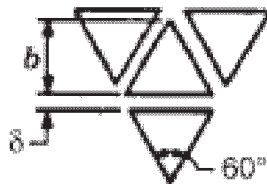
σ_{ref} la porosité de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence, comme déterminée ci-dessous, (-) ;

$C_{w,ser}$	la capacité thermique du matériau régénérateur de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série, en $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$;
$C_{w,ref}$	la capacité thermique du matériau régénérateur de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence, en $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$;
$\rho_{w,ser}$	la densité du matériau régénérateur de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série, en kg/m^3 ;
$\rho_{w,ref}$	la densité du matériau régénérateur de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence, en kg/m^3 ;
β_{ser}	la densité de surface de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série, comme déterminée ci-dessous, en m^2/m^3 ;
β_{ref}	la densité de surface de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence, comme déterminée ci-dessous, en m^2/m^3 ;
σ^*	le rapport de la porosité de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série et de la porosité de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence, (-).

La porosité (fraction du volume occupée par l'air par rapport au volume total) et la densité de surface (surface d'un échangeur de chaleur par unité de volume) d'un échangeur de chaleur est déterminée comme suit :

- pour un régénérateur avec plaques ondulées :

Figure [2] : représentation schématique des canaux pour un régénérateur à plaques ondulées



$$\text{Eq. 32} \quad \sigma_{ref} = \frac{4 \cdot b_{ref}^2}{(2 \cdot b_{ref} + 3 \cdot \delta_{ref})^2} \quad (-)$$

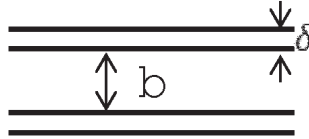
$$\text{Eq. 33} \quad \sigma_{ser} = \frac{4 \cdot b_{ser}^2}{(2 \cdot b_{ser} + 3 \cdot \delta_{ser})^2} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 34} \quad \beta_{ref} = \frac{24 \cdot b_{ref}}{(2 \cdot b_{ref} + 3 \cdot \delta_{ref})^2} \quad (\text{m}^2/\text{m}^3)$$

$$\text{Eq. 35} \quad \beta_{ser} = \frac{24 \cdot b_{ser}}{(2 \cdot b_{ser} + 3 \cdot \delta_{ser})^2} \quad (\text{m}^2/\text{m}^3)$$

- pour un régénérateur à plaques planes :

Figure [3] : représentation schématique des canaux pour un régénérateur à plaques planes



$$\text{Eq. 36} \quad \sigma_{\text{ref}} = \frac{b_{\text{ref}}}{b_{\text{ref}} + \delta_{\text{ref}}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 37} \quad \sigma_{\text{ser}} = \frac{b_{\text{ser}}}{b_{\text{ser}} + \delta_{\text{ser}}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 38} \quad \beta_{\text{ref}} = \frac{z}{b_{\text{ref}} + \delta_{\text{ref}}} \quad (\text{m}^2/\text{m}^3)$$

$$\text{Eq. 39} \quad \beta_{\text{ser}} = \frac{z}{b_{\text{ser}} + \delta_{\text{ser}}} \quad (\text{m}^2/\text{m}^3)$$

avec :

- b_{ref} la hauteur d'un canal disponible pour l'écoulement dans l'échangeur de chaleur du groupe de traitement d'air de référence, en m (voir figures 2 et 3) ;
- δ_{ref} l'épaisseur du matériau de la plaque de l'échangeur de chaleur du groupe de traitement d'air de référence, en m (voir figures 2 et 3) ;
- b_{ser} la hauteur d'un canal disponible pour l'écoulement dans l'échangeur de chaleur du groupe de traitement d'air de la même série, en m (voir figures 2 et 3) ;
- δ_{ser} l'épaisseur du matériau de la plaque de l'échangeur de chaleur du groupe de traitement d'air de la même série, en m (voir figures 2 et 3).

5.6.4 Détermination du débit volumique pour lequel la valeur idéale calculée du rendement thermique du groupe de traitement d'air de la même série est valable

Le débit volumique pour lequel la valeur idéale calculée du rendement thermique du groupe de traitement d'air de la même série est valable, est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 40} \quad Q_{v,ser} = \max(Q_{v11,ref} ; Q_{v22,ref}) \cdot \frac{A_{fr,ser}}{A_{fr,ref}} \cdot \sigma^* \quad (-)$$

avec :

- $Q_{v11,ref}$ le débit volumique mesuré de l'air extrait, en m³/h, pour lequel le rendement thermique $\eta_{ahu,ref}$ est valable, déterminé selon § 5.3 ;
- $Q_{v22,ref}$ le débit volumique mesuré de l'air fourni, en m³/h, pour lequel le rendement thermique $\eta_{ahu,ref}$ est valable, déterminé selon § 5.3 ;
- $A_{fr,ref}$ la surface frontale de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence est la surface de la projection de l'enveloppe de l'échangeur de chaleur dans un plan perpendiculaire à l'écoulement à l'entrée, en m² ;
- $A_{fr,ser}$ la surface frontale de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série est la surface de la projection de l'enveloppe de l'échangeur de chaleur dans un plan perpendiculaire à l'écoulement à l'entrée, en m² ;
- σ^* le rapport de la porosité de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série et de la porosité de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence, comme déterminé au point 5.6.3, (-).

5.7 Détermination du débit volumique pour lequel le rendement thermique calculé d'un groupe de traitement d'air de la même série est valable

Le débit volumique pour lequel le rendement calculé du groupe de traitement d'air de la même série est valable, est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 41} \quad q_{v,ser} = \max(q_{v11,ser}; q_{v22,ser}) \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

avec :

$q_{v11,ser}$ le débit volumique de l'air extrait, pour lequel le rendement thermique du groupe de traitement d'air de la même série peut être utilisé, tel que déterminé ci-dessous, en m^3/h ;

$q_{v22,ser}$ le débit volumique de l'air fourni, pour lequel le rendement thermique du groupe de traitement d'air de la même série peut être utilisé, tel que déterminé ci-dessous, en m^3/h ;

Les débits volumiques sont déterminés comme suit :

- pour un groupe de traitement d'air avec échangeur de chaleur à courants croisés simple ou avec échangeur de chaleur à courants croisés double :

$$\text{Eq. 42} \quad q_{v11,ser} = q_{v11,ref} \cdot \frac{A_{ser} \cdot (F_{11,ser} - G_{ser}) \cdot n_{channels,ser}}{A_{ref} \cdot (F_{11,ref} - G_{ref}) \cdot n_{channels,ref}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

$$\text{Eq. 43} \quad q_{v22,ser} = q_{v22,ref} \cdot \frac{B_{ser} \cdot (F_{22,ser} - G_{ser}) \cdot n_{channels,ser}}{B_{ref} \cdot (F_{22,ref} - G_{ref}) \cdot n_{channels,ref}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

- pour un groupe de traitement d'air avec échangeur de chaleur à contre-courants et où $\frac{B_{ser}}{B_{ref}} \leq \frac{D_{ser}}{D_{ref}}$:

$$\text{Eq. 44} \quad q_{v11,ser} = q_{v11,ref} \cdot \frac{D_{ser} \cdot (F_{11,ser} - G_{ser}) \cdot n_{channels,ser}}{D_{ref} \cdot (F_{11,ref} - G_{ref}) \cdot n_{channels,ref}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

$$\text{Eq. 45} \quad q_{v22,ser} = q_{v22,ref} \cdot \frac{D_{ser} \cdot (F_{22,ser} - G_{ser}) \cdot n_{channels,ser}}{D_{ref} \cdot (F_{22,ref} - G_{ref}) \cdot n_{channels,ref}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

- pour un groupe de traitement d'air avec échangeur de chaleur à contre-courants et où $\frac{B_{ser}}{B_{ref}} > \frac{D_{ser}}{D_{ref}}$:

$$\text{Eq. 46} \quad q_{v11,ser} = q_{v11,ref} \cdot \frac{B_{ser} \cdot (F_{11,ser} - G_{ser}) \cdot n_{channels,ser}}{B_{ref} \cdot (F_{11,ref} - G_{ref}) \cdot n_{channels,ref}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

$$\text{Eq. 47} \quad q_{v22,ser} = q_{v22,ref} \cdot \frac{B_{ser} \cdot (F_{22,ser} - G_{ser}) \cdot n_{channels,ser}}{B_{ref} \cdot (F_{22,ref} - G_{ref}) \cdot n_{channels,ref}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

- pour un groupe de traitement d'air avec échangeur à roue ou régénérateur statique :

$$\text{Eq. 48} \quad q_{v11,ser} = q_{v11,ref} \cdot \frac{S_{free,ser}}{S_{free,ref}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

$$\text{Eq. 49} \quad q_{v22,ser} = q_{v22,ref} \cdot \frac{S_{free,ser}}{S_{free,ref}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

avec :

$q_{v11,ref}$ le débit volumique mesuré de l'air extrait, en m^3/h , pour lequel le rendement thermique $\eta_{ahu,ref}$ est valable, déterminé selon le § 5.3 ;

$q_{v22,ref}$ le débit volumique mesuré de l'air fourni, en m^3/h , pour lequel le rendement thermique $\eta_{ahu,ref}$ est valable, déterminé selon le § 5.3 ;

A_{ser} dimension caractéristique A de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série (voir figures au § 5.10), en m ;

A_{ref} dimension caractéristique A de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence (voir figures au § 5.10), en m ;

B_{ser} dimension caractéristique B de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série (voir figures au § 5.10), en m ;

B_{ref} dimension caractéristique B de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence (voir figures au § 5.10), en m ;

D_{ser} dimension caractéristique D de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série (voir figures au § 5.10), en m ;

D_{ref} dimension caractéristique D de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence (voir figures au § 5.10), en m ;

$F_{11,ser}$ dimension caractéristique F_{11} (côté air extrait) de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série (distance cœur-cœur, voir figures au § 5.10), en m ;

$F_{11,ref}$ dimension caractéristique F_{11} (côté air extrait) de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence (distance cœur-cœur, voir figures au § 5.10), en m ;

$F_{22,ser}$ dimension caractéristique F_{22} (côté air fourni) de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série (distance cœur-cœur, voir figures au § 5.10), en m ;

$F_{22,ref}$ dimension caractéristique F_{22} (côté air fourni) de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence (distance cœur-cœur, voir figures au § 5.10), en m ;

G_{ser}	dimension caractéristique G de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série (épaisseur de plaque, voir figures au § 5.10), en m ;
G_{ref}	dimension caractéristique G de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence (épaisseur de plaque, voir figures au § 5.10), en m ;
$n_{channels,ser}$	le nombre de canaux dans l'échangeur de chaleur du groupe de traitement d'air de la même série, déterminé selon le § 5.5, (-) ;
$n_{channels,ref}$	le nombre de canaux dans l'échangeur de chaleur du groupe de traitement d'air de référence, déterminé selon le § 5.5, (-) ;
$S_{free,ser}$	la surface d'écoulement libre dans le groupe de traitement d'air de la même série, en m ² ;
$S_{free,ref}$	la surface d'écoulement libre dans le groupe de traitement d'air de référence, en m ² .

5.8 Détermination de la surface caractéristique d'échange thermique

La surface caractéristique d'échange thermique du groupe de traitement d'air de référence et d'un groupe de traitement d'air de la même série, S_{ref} et S_{ser} , est déterminée comme suit :

- pour un groupe de traitement d'air avec échangeur de chaleur à courants croisés simple :

$$\text{Eq. 50} \quad S_{ref} = A_{ref} \cdot B_{ref} \quad (\text{m}^2)$$

$$\text{Eq. 51} \quad S_{ser} = A_{ser} \cdot B_{ser} \quad (\text{m}^2)$$

- pour un groupe de traitement d'air avec échangeur de chaleur à courants croisés double :

$$\text{Eq. 52} \quad S_{ref} = 2 \cdot A_{ref} \cdot B_{ref} \quad (\text{m}^2)$$

$$\text{Eq. 53} \quad S_{ser} = 2 \cdot A_{ser} \cdot B_{ser} \quad (\text{m}^2)$$

- pour un groupe de traitement d'air avec échangeur de chaleur à contre-courants :

$$\text{Eq. 54} \quad S_{ref} = B_{ref} \cdot E_{ref} + \frac{(A_{ref} - E_{ref}) \cdot B_{ref}}{2} \quad (\text{m}^2)$$

$$\text{Eq. 55} \quad S_{ser} = B_{ser} \cdot E_{ser} + \frac{(A_{ser} - E_{ser}) \cdot B_{ser}}{2} \quad (\text{m}^2)$$

avec :

A_{ref} dimension caractéristique A de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence (voir figures au § 5.10), en m ;

A_{ser}	dimension caractéristique A de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série (voir figures au § 5.10), en m ;
B_{ref}	dimension caractéristique B de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence (voir figures au § 5.10), en m ;
B_{ser}	dimension caractéristique B de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série (voir figures au § 5.10), en m ;
E_{ref}	dimension caractéristique E de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence (voir figures au § 5.10), en m ;
E_{ser}	dimension caractéristique E de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série (voir figures au § 5.10), en m ;

5.9 Détermination du nombre de canaux

Pour un groupe de traitement d'air avec échangeur de chaleur à courants croisés simple ou double ou avec échangeur de chaleur à contre-courants, le nombre de canaux du groupe de traitement d'air de référence et d'un groupe de traitement d'air de la même série est déterminé comme suit, le résultat étant arrondi à l'unité inférieure :

$$\text{Eq. 56} \quad n_{\text{channels,ref}} = \frac{(C_{\text{ref}} - G_{\text{ref}})}{(F_{11,\text{ref}} + F_{22,\text{ref}})} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 57} \quad n_{\text{channels,ser}} = \frac{(C_{\text{ser}} - G_{\text{ser}})}{(F_{11,\text{ser}} + F_{22,\text{ser}})} \quad (-)$$

avec :

C_{ref}	dimension caractéristique C de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence (voir figures au § 5.10), en m ;
C_{ser}	dimension caractéristique C de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série (voir figures au § 5.10), en m ;
$F_{11,ref}$	dimension caractéristique F_{11} (côté air extrait) de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence (distance cœur-cœur, voir figures au § 5.10), en m ;
$F_{11,ser}$	dimension caractéristique F_{11} (côté air extrait) de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série (distance cœur-cœur, voir figures au § 5.10), en m ;
$F_{22,ref}$	dimension caractéristique F_{22} (côté air fourni) de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence (distance cœur-cœur, voir figures au § 5.10), en m ;
$F_{22,ser}$	dimension caractéristique F_{22} (côté air fourni) de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série (distance cœur-cœur, voir figures au § 5.10), en m ;
G_{ref}	dimension caractéristique G de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de référence (épaisseur de plaque, voir figures au § 5.10), en m ;
G_{ser}	dimension caractéristique G de l'échangeur de chaleur dans le groupe de traitement d'air de la même série (épaisseur de plaque, voir figures au § 5.10), en m ;

5.10 Figures à titre d'illustration

Figure [4] : Echangeur de chaleur à courants croisés simple

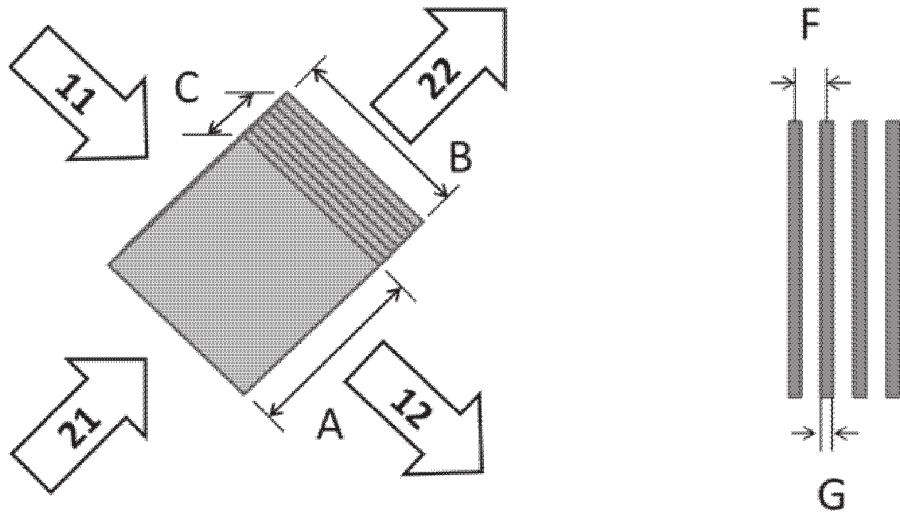


Figure [5] : Echangeur de chaleur à courants croisés double

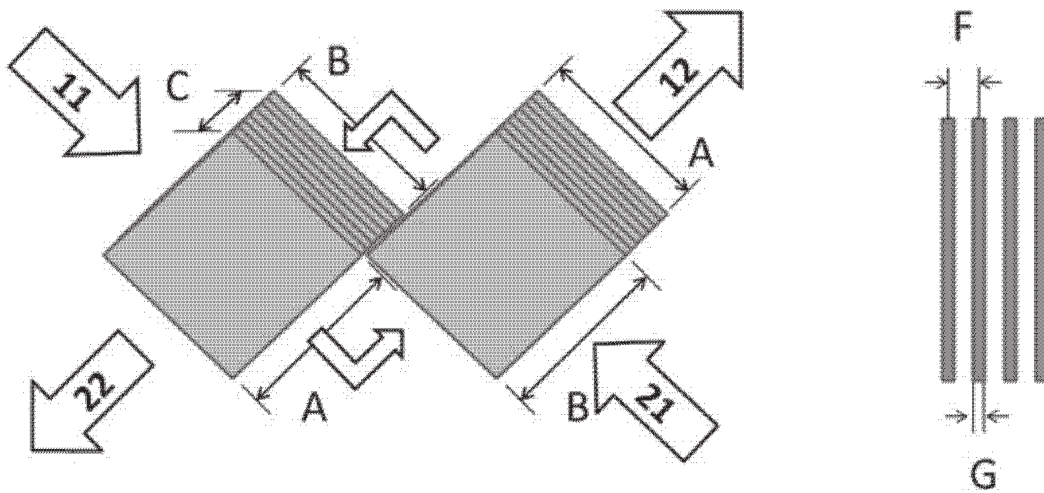
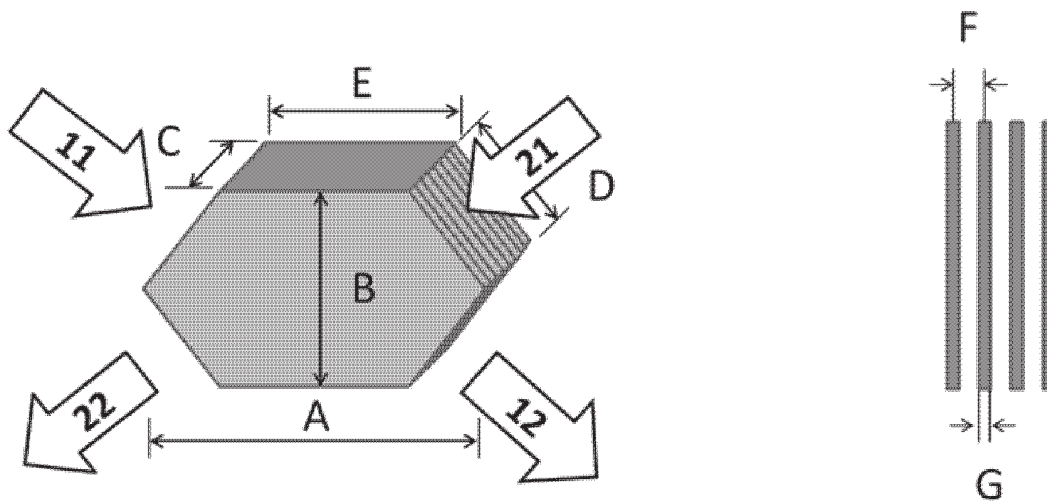


Figure [6] : Echangeur de chaleur à contre-courants



6 Mesure et calcul

6.1 Mesure

6.1.1 Groupe de traitement d'air

Le débit volumique de l'essai, $q_{v,test}$, est défini comme le plus petit des débits volumiques de l'air extrait ($q_{v11,test}$) et de l'air fourni ($q_{v22,test}$) lors de l'essai.

L'essai doit être réalisé conformément aux conditions de mesure des § 5.5 et § 6.4 de la norme NBN EN 308, à l'exception des points suivants.

- L'essai doit être réalisé sur le groupe de traitement d'air complet (y compris châssis, ventilateurs, etc.), non modifié. Ainsi, on ne peut par exemple pas ajouter de l'isolation thermique pour l'essai.
- Il n'y a pas d'exigence concernant le bilan thermique (cf. § 6.6 de la norme NBN EN 308).
- Il n'y a pas d'exigences concernant les fuites internes et externes.
- Il n'est pas exigé que l'essai soit réalisé pour les différentes combinaisons de débits d'air fourni et d'air extrait, tel que décrit dans la norme, mais bien :
 - pour un ou plusieurs débits au choix. A chaque rendement thermique correspondent les débits volumiques d'essai ($q_{v11,test}$ et $q_{v22,test}$), qui limitent le champ d'application (voir § 4 et § 5) ;
 - de préférence, avec un équilibre entre les débits volumiques de l'air fourni et de l'air extrait.
- Lors de l'essai, on considère les conditions de température d'air telles que fixées dans le tableau ci-dessous, extrait de la norme NBN EN 308. On peut déroger à ce tableau sous les conditions suivantes :
 - pour autant qu'on maintienne une différence de température de 20°C, selon la norme EN 308, entre la température d'entrée de l'air extrait et celle de l'air fourni, la température de l'air extrait peut varier entre 21°C et 31°C et la température de l'air fourni peut varier entre 1°C et 11°C.
 - l'humidité relative de l'air extrait peut être comprise entre 0 et 50%.
 - ces écarts par rapport aux conditions fixées dans le tableau sont uniquement autorisés pour autant qu'il puisse être démontré qu'il n'y a pas d'évacuation ou d'accumulation de condensat liquide pendant le test. Trois conditions suffisantes existent, il faut satisfaire au moins une de ces conditions pour pouvoir déroger au tableau.
 - La température du point de rosée est identique à l'entrée et la sortie, tant pour l'air fourni que pour l'air extrait.
 - La température de point de rosée à l'entrée de l'air extrait (position 11) est supérieure à la température de bulbe sec à l'entrée de l'air fourni (position 21).
 - Il est explicitement mentionné dans le rapport de mesure que l'on considère un point de fonctionnement avec uniquement échange de chaleur sensible.

Tableau [2] : Conditions d'entrée pour l'air extrait et l'air neuf.

Catégorie de groupe de traitement d'air (voir définitions dans NBN EN 308)	I	IIIb
	II IIIa	
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

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 ;
- les débits volumiques mesurés de l'air fourni ($q_{v22,test}$) et de l'air extrait ($q_{v11,test}$), en m³/h ;
- la puissance électrique totale mesurée, absorbée par le groupe de traitement d'air lors de l'essai ($P_{elec,ahu,test}$), en W. Il s'agit de la puissance électrique totale de l'appareil complet y inclus tous les ventilateurs, tous les réglages, etc.
- la position des ventilateurs par rapport à l'échangeur de chaleur dans l'appareil testé.

6.1.2 Echangeur de chaleur

Le débit volumique de l'essai, $q_{v,test}$, est défini comme le plus petit des débits volumiques de l'air extrait ($q_{v11,test}$) et de l'air fourni ($q_{v22,test}$) lors de l'essai.

L'essai doit être réalisé conformément aux critères de mesure des § 5.5 et § 6.4 de la norme NBN EN 308, à l'exception des points suivants :

- Il n'y a pas d'exigence concernant le bilan thermique (cf. § 6.6 de la norme NBN EN 308).
- Il n'y a pas d'exigence concernant les fuites internes et externes.
- Il n'est pas exigé que l'essai soit réalisé pour les différentes combinaisons de débits d'air fourni et d'air extrait, tel que décrit dans la norme, mais bien :
 - pour un ou plusieurs débits au choix. A chaque rendement thermique correspondent les débits volumiques d'essai ($q_{v11,test}$ et $q_{v22,test}$), qui limitent le champ d'application (voir § 4 et § 5) ;
 - de préférence, avec un équilibre entre les débits volumiques de l'air fourni et de l'air extrait.
- Lors de l'essai, on considère les conditions de température d'air telles que fixées dans le tableau ci-dessous, extrait de la norme NBN EN 308. On peut déroger à ce tableau sous les conditions suivantes :
 - pour autant qu'on maintienne une différence de température de 20°C, selon la norme EN 308, entre la température d'entrée de l'air extrait et celle de l'air fourni, la température de l'air extrait peut varier entre 21°C et 31°C et la température de l'air fourni peut varier entre 1°C et 11°C.

- l'humidité relative de l'air extrait peut être comprise entre 0 et 50%.
- ces écarts par rapport aux conditions fixées dans le tableau sont uniquement autorisés pour autant qu'il puisse être démontré qu'il n'y a pas d'évacuation ou d'accumulation de condensat liquide pendant le test. Trois conditions suffisantes existent, il faut satisfaire au moins une de ces conditions pour pouvoir déroger au tableau.
 - La température du point de rosée est identique à l'entrée et la sortie, tant pour l'air fourni que pour l'air extrait.
 - La température de point de rosée à l'entrée de l'air extrait (position 11) est supérieure à la température de bulbe sec à l'entrée de l'air fourni (position 21).
 - Il est explicitement mentionné dans le rapport de mesure que l'on considère un point de fonctionnement avec uniquement échange de chaleur sensible.

Tableau [3] : Conditions d'entrée pour l'air extrait et l'air neuf.

Catégorie de groupe de traitement d'air auquel est destiné l'échangeur de chaleur	I	IIIb
	II IIIa	
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

Le rapport d'essai doit contenir au moins les données de mesure suivantes :

- les températures mesurées à toutes les entrées et sorties de l'échangeur de chaleur : 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 ;
- les débits volumiques mesurés de l'air fourni ($q_{v22,test}$) et de l'air extrait ($q_{v11,test}$), en m³/h.

6.2 Calcul

6.2.1 Groupe de traitement d'air

Le rendement thermique d'un groupe de traitement d'air est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 58} \quad \eta_{\text{ahu,test}} = \frac{(\eta_{\text{ahu,test,sup}} + \eta_{\text{ahu,test,eha}})}{2} \quad (-)$$

Les rapports de température côté air fourni ($\eta_{ahu, test, sup}$) et côté air extrait ($\eta_{ahu, test, eha}$) sont calculés avec les températures mesurées lors de l'essai et, par convention, sont corrigés comme suit pour la chaleur provenant de la consommation d'énergie électrique :

$$\text{Eq. 59} \quad \eta_{ahu, test, sup} = \frac{t_{22} - \Delta t_{22} - t_{21} - \Delta t_{21}}{t_{11} + \Delta t_{11} - t_{21} - \Delta t_{21}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 60} \quad \eta_{ahu, test, eha} = \frac{t_{11} + \Delta t_{11} - t_{12} + \Delta t_{12}}{t_{11} + \Delta t_{11} - t_{21} - \Delta t_{21}} \quad (-)$$

Les différences de température correspondant à la position des ventilateurs doivent être calculées par convention selon l'une des 4 configurations du tableau ci-dessous :

Tableau [4] : Facteurs de correction pour la position des ventilateurs

		Ventilateur d'évacuation	
		En position air extrait (11)	En position air rejeté (12)
Ventilateur d'alimentation	En position air neuf (21)	$\Delta t_{11} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v11,test}}$ $\Delta t_{21} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v22,test}}$ $\Delta t_{22} = \Delta t_{12} = 0$	$\Delta t_{12} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v11,test}}$ $\Delta t_{21} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v22,test}}$ $\Delta t_{22} = \Delta t_{11} = 0$
	En position air fourni (22)	$\Delta t_{11} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v11,test}}$ $\Delta t_{22} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v22,test}}$ $\Delta t_{21} = \Delta t_{12} = 0$	$\Delta t_{12} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v11,test}}$ $\Delta t_{22} = \frac{0,5 \cdot P_{elec,ahu,test}}{0,34 \cdot q_{v22,test}}$ $\Delta t_{21} = \Delta t_{11} = 0$

6.2.2 Echangeur de chaleur

Le rendement thermique d'un échangeur de chaleur est déterminé comme suit :

$$\text{Eq. 61} \quad \eta_{hx, test} = \frac{(\eta_{hx, test, sup} + \eta_{hx, test, eha})}{2} \quad (-)$$

Les rapports de température côté air fourni ($\eta_{\text{hx, test, sup}}$) et côté air extrait ($\eta_{\text{hx, test, eha}}$) sont calculés avec les températures mesurées lors de l'essai :

$$\text{Eq. 62} \quad \eta_{\text{hx, test, sup}} = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}} \quad (-)$$

$$\text{Eq. 63} \quad \eta_{\text{hx, test, eha}} = \frac{t_{11} - t_{12}}{t_{11} - t_{21}} \quad (-)$$

Vu pour être annexé à l'arrêté ministériel du 18 décembre 2015 fixant les spécifications complémentaires pour la détermination du rendement thermique d'un appareil de récupération de chaleur visé à l'annexe A1 de l'arrêté du Gouvernement wallon du 15 mai 2014 portant exécution du décret du 28 novembre 2013 relatif à la performance énergétique des bâtiments.

Namur, le 18 décembre 2015.

P. FURLAN