

# LES

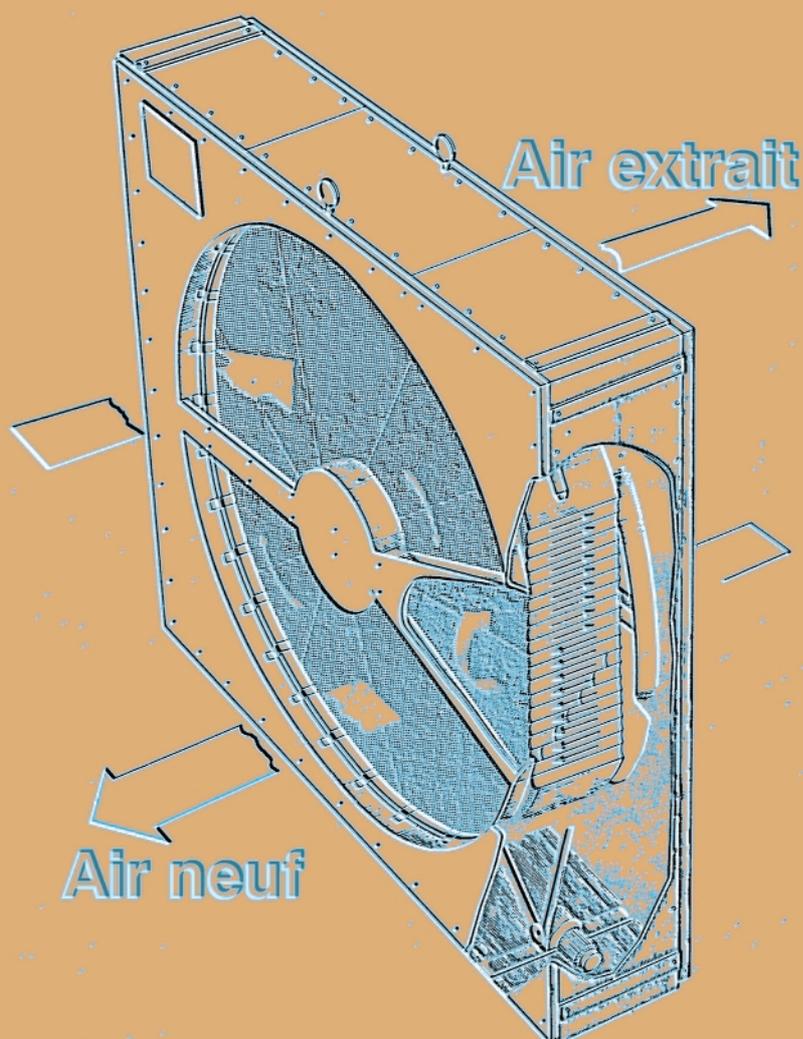
en ventilation et

# RÉCUPÉRATEURS

conditionnement d'air

# DE CHALEUR

RESPONSABLES  
ENERGIE



# SOMMAIRE

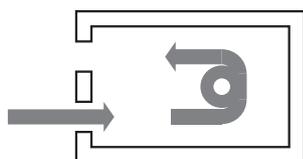
<b>LE DIAGNOSTIC DE L'INSTALLATION</b> .....	<b>2</b>
A. QUELLE EST LA QUANTITE D'ENERGIE RECUPERABLE .....	2
B. LES DIFFERENTES EXPRESSIONS DU RENDEMENT .....	8
C. QUELS SONT LES ELEMENTS FAVORABLES AU PLACEMENT D'UN RECUPERATEUR ? .....	10
<b>LE PROJET DE RECUPERATION</b> .....	<b>11</b>
A. LES CRITERES DE CHOIX .....	11
B. LES SYSTEMES DE RECUPERATION DE CHALEUR .....	14
B.0. Le recyclage de l'air .....	14
B.1. La boucle à eau glycolée .....	15
B.2. L'échangeur à plaques .....	20
B.3. Le caloduc (Heat-pipe) .....	24
B.4. L'échangeur rotatif à régénération .....	27
B5. Pompe à chaleur (Pour information) .....	32
C. LA REGULATION DU RECUPERATEUR .....	32
D. SYNTHESE .....	34
Critères pour la sélection grossière d'un système .....	36
<b>LA RENTABILITE DU PLACEMENT D'UN RECUPERATEUR</b> .....	<b>37</b>
<b>LA MAINTENANCE DU SYSTEME</b> .....	<b>41</b>
LE PROGRAMME DE MAINTENANCE .....	41
<b>LES CONCLUSIONS</b> .....	<b>42</b>
<b>BIBLIOGRAPHIE</b> .....	<b>43</b>
<b>ANNEXE 1 • Données météorologiques</b> .....	<b>44</b>
<b>ANNEXE 2 • Exemple de calcul de récupération annuel</b> .....	<b>46</b>

L'OBJECTIF DE LA PRÉSENTE BROCHURE  
EST D'ÉVALUER L'INTÉRÊT DU PLACEMENT D'UN RÉCUPÉRATEUR D'ÉNERGIE  
SUR L'AIR EXTRAIT D'UNE INSTALLATION DE VENTILATION OU DE CONDITIONNEMENT D'AIR.

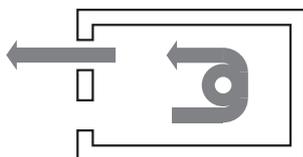
# LE DIAGNOSTIC DE L'INSTALLATION

- Quel est l'intérêt financier du placement d'un récupérateur de chaleur sur la ventilation d'un immeuble ?  
Une récupération de plus de 50% du budget de chauffage de l'air de ventilation est aisément réalisable.

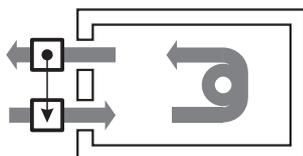
## A. QUELLE EST LA QUANTITE D'ENERGIE RECUPERABLE ?



Dans une installation de ventilation ou de traitement d'air, chaque heure, une quantité représentant plusieurs fois le volume d'air des locaux est mis en circulation.



Cet air, après avoir été porté à la température de confort, est rejeté à l'extérieur alors qu'il a un niveau énergétique supérieur à l'air extérieur que l'on introduit. On parle d'une enthalpie (un contenu en chaleur) plus important que l'air extérieur.



Dans le cadre de l'utilisation rationnelle de l'énergie, l'idée de transférer cette chaleur de l'air extrait vers l'air neuf a donc été explorée.

- Mais, quel est le potentiel de récupération ?

> Calculons l'énergie contenue dans 1 m<sup>3</sup> d'air rejeté à l'extérieur.

Soit de l'air à 22 °C rejeté à l'extérieur où il fait 6 °C, en moyenne saisonnière. Par simplification, prenons les valeurs moyennes des caractéristiques de l'air :

- la quantité de chaleur  $Q$  contenue dans 1 m<sup>3</sup> d'air est égale au produit de la chaleur volumique de l'air (0,34 Wh/m<sup>3</sup>.K) par l'écart de température en degrés.

$$Q = 1\text{m}^3 \times 0,34 \text{ Wh/m}^3.\text{K} \times 16 \text{ K} = 5,44 \text{ Wh}$$

- on peut aussi écrire que la quantité de chaleur  $Q$  est égale au produit de la masse du m<sup>3</sup> d'air (1,2 kg) par la chaleur massique de l'air ( $C_p = 1 \text{ kJ/kg.K}$ ) et par l'écart de température en degrés.

$$Q = 1,2 \text{ kg} \times 1 \text{ kJ/kg.K} \times 16 \text{ K} = 19,2 \text{ kJ}$$

Ces deux expressions sont identiques (aux arrondis près) puisque 1 Wh = 3,6 kJ

- si l'on prend en compte l'humidité présente dans l'air et la chaleur contenue dans cette eau à l'état vapeur, on compare alors l'enthalpie de 43 kJ contenue dans 1 kg d'air extrait à 22°C et 50% d'humidité relative, à celle de 19,1 kJ contenue dans un kg d'air extérieur à 6°C et 90% d'humidité relative :

$$Q = 1,2 \text{ kg} \times (43 - 19,1) \text{ kJ/kg} = 28,7 \text{ kJ}$$

- On constate donc que l'énergie perdue est proportionnelle à l'écart de température et au taux d'humidité:
- plus l'air rejeté est chaud,
  - plus l'air rejeté est humide,
  - plus la température extérieure est basse,
- plus l'énergie contenue dans l'air rejeté est grande.

> Calculons l'énergie rejetée par heure par un groupe de ventilation ayant un débit de 10.000 m<sup>3</sup>/h.

Supposons que cet air de ventilation doit être simplement chauffé (pas de contrôle d'humidité). Ce groupe rejettera donc toutes les heures un potentiel énergétique  $Q_t$  de :

$$5,44 \times 10.000 = 54.400 \text{ Wh} = 54,4 \text{ kWh}$$

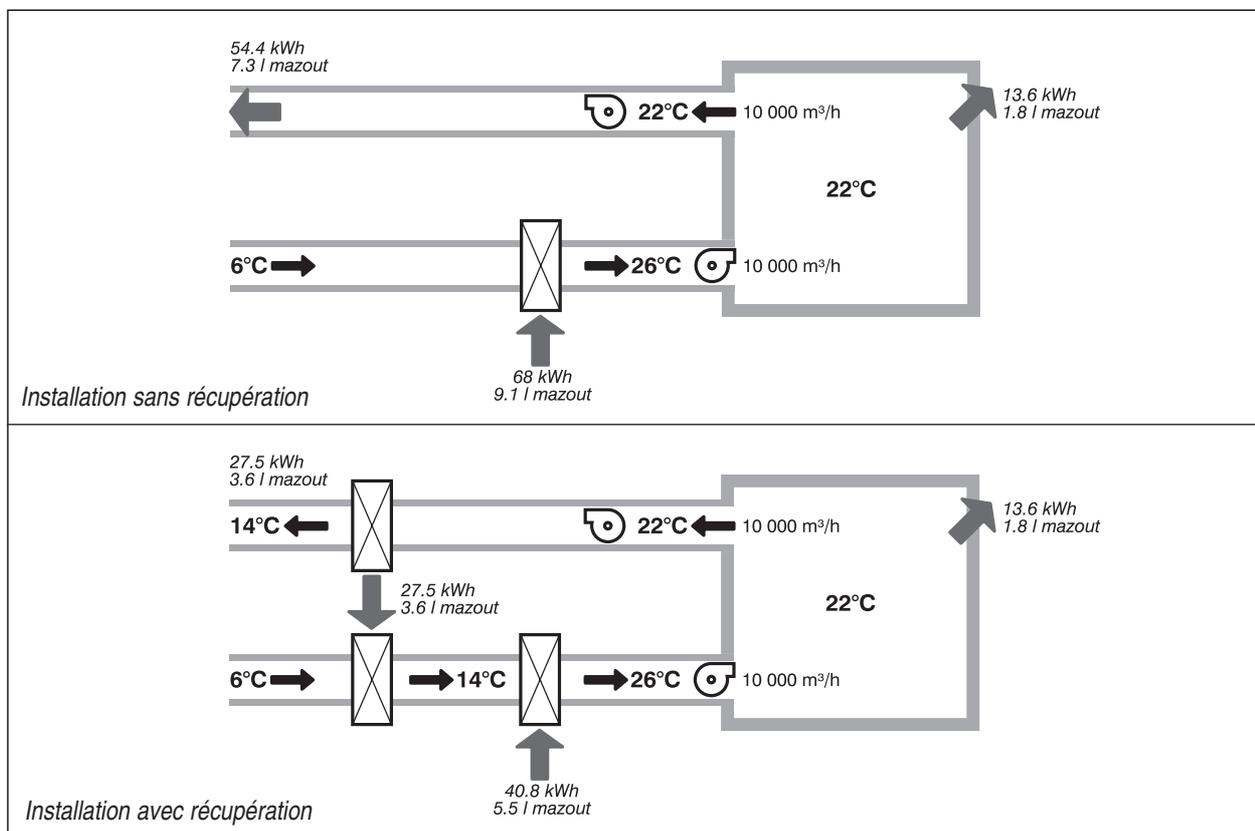
Si le chauffage de l'air est assuré par une installation au mazout dont le rendement global saisonnier est de 75 %, cela représente un équivalent combustible calculé par la formule :

$$V_{\text{fuel}} = \frac{Q_t}{\text{PCI}_{\text{fuel}} \times \text{Rendement}}$$

( où PCI fuel = Pouvoir Calorifique Inférieur du fuel = 10 kWh / litre )

$$\rightarrow V_{\text{fuel}} = \frac{54 \text{ kWh}}{10 \text{ kWh / litre} \times 0,75} = 7,2 \text{ litres de mazout par heure}$$

En plaçant sur le flux d'air rejeté un récupérateur dont le rendement (la fraction de l'énergie récupérée) est de 50 %, l'économie serait de 3,6 l de mazout par heure, soit, si le mazout est à 8 Fb/l, environ 29 Fb de l'heure ... !



> **Calculons l'énergie rejetée en une année par ce groupe de ventilation.**

Le calcul précédent, étendu à toutes les températures extérieures et à toute la période de fonctionnement, débouche sur l'économie annuelle.

De ce qui a été vu précédemment, on peut conclure que la quantité d'énergie rejetée sera essentiellement fonction de **la différence de température** et du **temps de fonctionnement** de la ventilation, les autres grandeurs pouvant être considérées comme constantes.

Cependant, la différence de température varie avec la saison et le temps de fonctionnement est lié à l'occupation. Dès lors, pour intégrer ces deux paramètres, on introduit les notions de :

- **facteur d'utilisation  $F_u$  :**

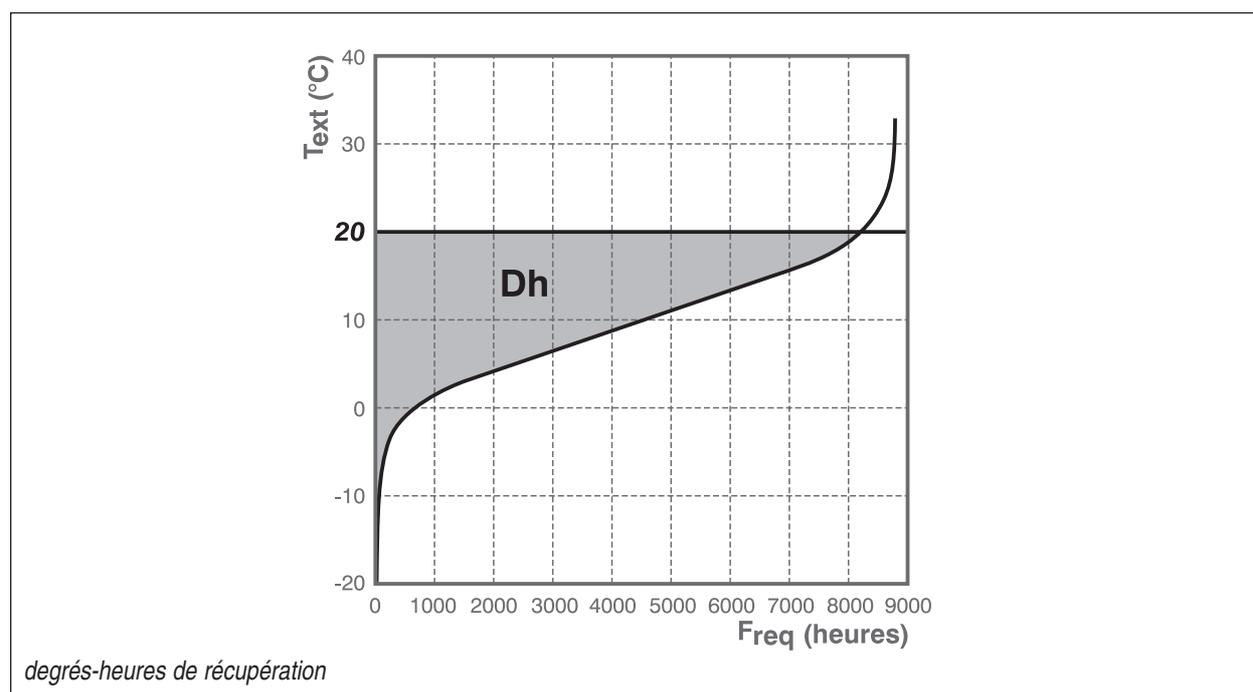
qui représente la fraction du nombre d'heures d'utilisation sur la durée de la saison de fonctionnement

→ par exemple, pour un immeuble de bureaux, 10 h par jour, 5 jours sur 7 pendant les 8 mois de la saison de chauffe représentent 10 h x 5 j x 35 sem. = 1750 h. sur une période totale de 24 h x 7 j x 35 sem. : 5880 h., soit un  $F_u$  de : 1750 h / 5880 h = 0.298

- **degrés-heures de récupération  $Dh$  :**

qui représente la somme cumulée des écarts entre la température extérieure et une température de référence, à chaque heure de la saison de chauffe (voir annexe 1).

→ par exemple pour Uccle et une température d'extraction de 20°C, c'est l'aire entre l'isotherme 20°C et la courbe de fréquence cumulée des températures extérieures. Elle totalise 89.248 degrés-heures.



Le potentiel annuel pourra dès lors être calculé, en première approximation, par la formule suivante :

$$V_{fa} = F_u * Dh * K * \eta_{\text{réc.}} / \eta_{\text{inst}}$$

avec  $V_{fa}$  : nb. de litre de mazout ou  $m^3$  de gaz économisé par  $m^3/h$  d'air et par an  
 $\eta_{\text{récupérateur}}$  : rendement moyen du récupérateur  
 $\eta_{\text{installation}}$  : rendement moyen de l'installation de production de chaleur  
 $K$  = 3,17  $10^{-5}$  litres mazout/ $m^3.K$  pour une installation au fuel  
= 3,19  $10^{-5}$   $m^3$  gaz/ $m^3.K$  pour une installation au gaz

Par exemple, pour un groupe de traitement d'air placé dans l'immeuble de bureaux :

$$V_{\text{ia}} = 0,298 * 89.248 * 3,17 * 10^{-5} * 0,5 / 0,75 = 0,56 \text{ litre/m}^3.\text{an}$$

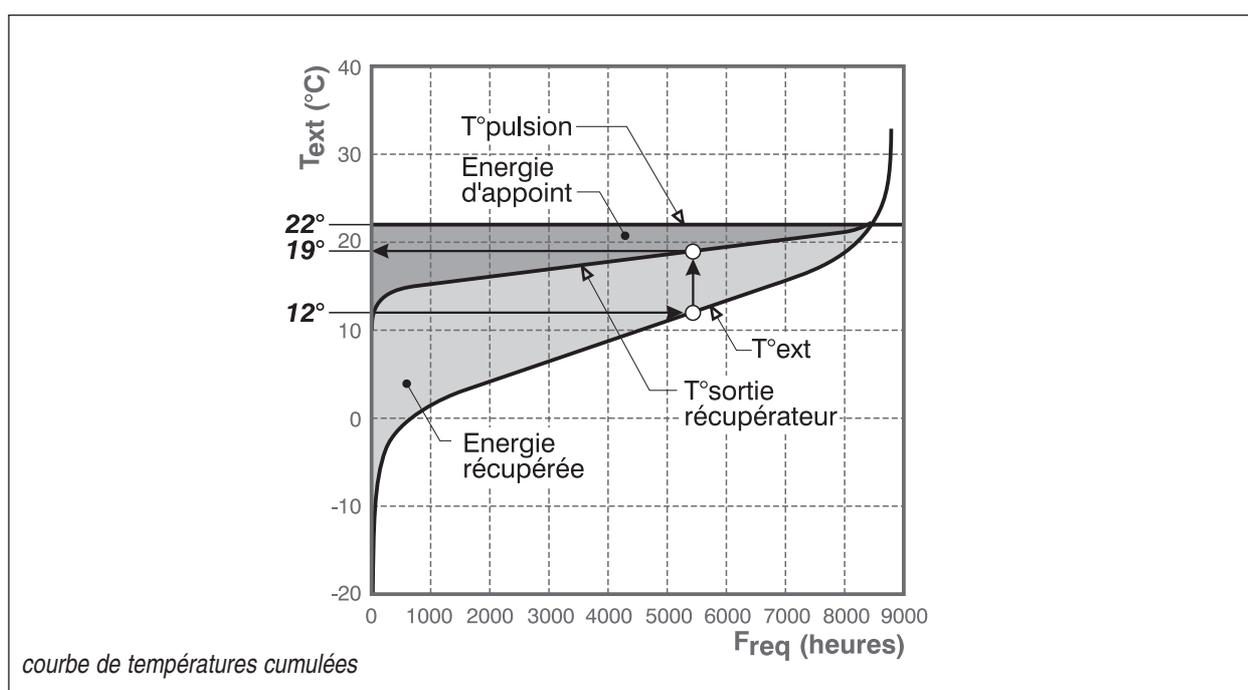
et donc pour les 10.000 m<sup>3</sup>/h de l'exemple, cela représente une économie de 5.600 litres de mazout, soit 50 % de l'énergie nécessaire au chauffage de l'air extérieur jusqu'à la température ambiante.

L'économie serait plus que triplée pour la ventilation du traitement d'air d'un hôpital, dont le fonctionnement est généralement continu.

En fait, dans une installation de ventilation, l'air est chauffé à une température pratiquement équivalente à la température d'ambiance. Le rendement de 50% du récupérateur entraîne une économie de 50 % également sur le coût du chauffage. Par contre, si l'air pulsé assure également une fonction de chauffage, la température d'extraction sera plus faible que celle de pulsion (dans l'exemple des figures ci avant, l'installation est en fonctionnement hivernal: pulsion à 26°C et reprise à 22°C). L'économie relative est alors de ± 40 % (3,6 litres de mazout récupérés / 9,1 litres nécessaires au chauffage à 26°C)

### > le graphe des fréquences cumulées de températures : un outil pour visualiser l'action du récupérateur.

On constate que le graphe des fréquences cumulées de températures du site choisi est un instrument utile lors des premières études de système, pour visualiser « le travail » du récupérateur. Le graphe ci-après représente le fonctionnement d'un récupérateur (dont le rendement est de 70%), placé sur de l'air extrait à 22°C.



Si l'air extérieur est à 12°C (→ écart de 10°C par rapport à l'air extrait) et que le récupérateur présente un rendement de 70%, il gagnera 7°C et sortira « préchauffé » à 19°C. L'énergie récupérée est directement visualisée sur le diagramme.

Si la température d'ambiance évolue durant la saison de chauffe, la détermination du Dh récupérateur nécessite une intégration sur le graphe de fréquences cumulées ou un calcul informatisé par tranche de température (voir annexes).

### > Et quel est l'impact de la chaleur latente de l'air ?

Pour ce calcul de récupération sur la ventilation, nous n'avons pris en compte dans nos calculs que la chaleur issue de l'écart de température entre les fluides, c'est-à-dire la « chaleur sensible ». Lorsque l'humidité est importante dans les locaux, la quantité récupérée est nettement plus importante et la courbe cumulée d'enthalpie est alors utilisée. On parle alors de récupération de la « chaleur latente » (chaleur de condensation de la vapeur d'eau) en plus de la chaleur sensible.

Par exemple, considérons un air extérieur avec des caractéristiques moyennes :

température	humidité relative	Enthalpie
6°C	90 %	19 (kJ/kg)

Prenons trois types d'humidité intérieures :

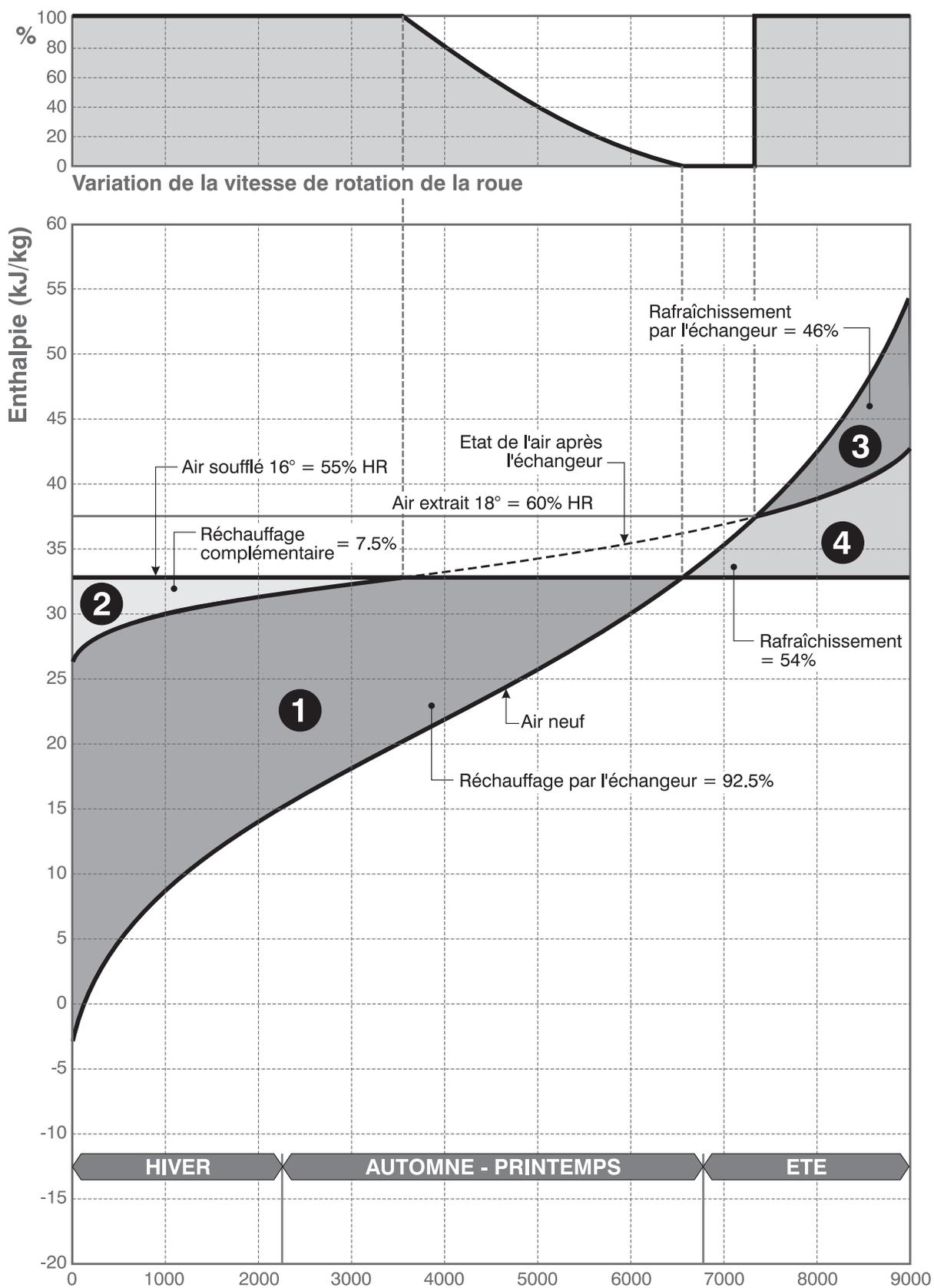
	Température	Humidité relative	Enthalpie
1° air intérieur très sec	20°C	35 %	33 (kJ/kg)
2° air intérieur normal (bureaux)	20°C	60 %	42 (kJ/kg)
3° air intérieur très humide (piscines)	28°C	65 %	68 (kJ/kg)

En comparant les enthalpies entre air entrant et air sortant, et en tablant sur une récupération moyenne de 50 %, on obtient :

	écart d'enthalpie	récupération de chaleur uniquement	récupération de chaleur et d'humidité
1° air intérieur très sec	14 (kJ/kg)	7 (kJ/kg)	7 (kJ/kg)
2° air intérieur normal (bureaux)	23 (kJ/kg)	7 (kJ/kg)	11,5 (kJ/kg)
3° air intérieur très humide (piscines)	49 (kJ/kg)	7 (kJ/kg)	24,5 (kJ/kg)

La comparaison de l'énergie récupérée avec ou sans récupération d'humidité montre tout l'intérêt de la récupération d'enthalpie plutôt que de la chaleur seule. Cette récupération d'humidité se fait tout spécialement par le recyclage de l'air extrait (caisson de mélange) ou par l'utilisation d'une roue hygroscopique (échangeur rotatif à régénération).

Le diagramme ci-dessous fournit cette fois la courbe des fréquences cumulées des enthalpies tout au long d'une année. On peut y lire le travail réalisé par un récupérateur de type « roue », dont l'efficacité a été choisie à 75% (valeur maximale). L'air neuf est pulsé en permanence à 16° - 55% HR, tandis que l'air vicié est extrait à 18° - 60% HR. Le « travail » du récupérateur y est visualisé, en hiver comme en été, et on peut y repérer également la régulation de la vitesse de rotation de la roue : pour ne pas entraîner de surchauffe en mi-saison, la roue est ralentie. En été, dès que l'enthalpie de l'air extrait devient inférieure à celle de l'air extérieur, la roue est remise à la vitesse maximale.



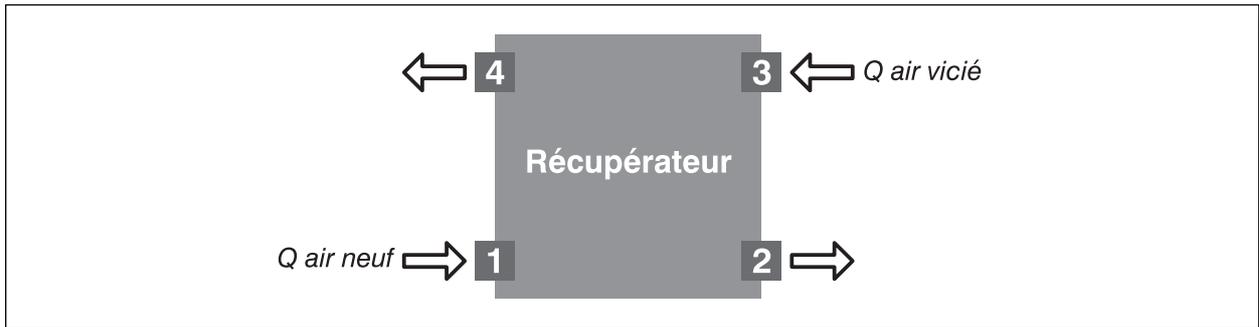
exemple de fonctionnement d'un échangeur rotatif (courbes d'enthalpies)

## B. LES DIFFÉRENTES EXPRESSIONS DU RENDEMENT

### I. Le rendement thermique.

Il représente la proportion de l'énergie de ventilation que le système permet de récupérer. C'est le rapport du transfert réel de chaleur sur le transfert maximum possible .

Généralement, le rendement est rapportée au débit d'air neuf  $Q_{an}$ . Le rendement est dit total parce qu'il concerne l'énergie sensible et latente. Il est donc basé sur le rapport des enthalpies.



$$\eta = \frac{M_{an} (h_2 - h_1)}{M_{\min} (h_3 - h_1)}$$

avec  $\eta$  : rendement thermique total  
 $h$  : enthalpie en kJ/kg K  
 $M_{av}$  : débit massique d'air vicié  
 $M_{an}$  : débit massique d'air neuf  
 $M_{\min}$  : débit massique minimum entre  $M_{av}$  et  $M_{an}$

On passe du débit volumique  $Q$  (que l'on pourra mesurer) au débit massique  $M$  en multipliant par la masse volumique  $\rho$  qui vaut  $\pm 1,2 \text{ kg/m}^3$  à  $20^\circ\text{C}$ .

Si les débits air neuf - air vicié sont égaux, l'expression devient :

$$\eta = \frac{(h_2 - h_1)}{(h_3 - h_1)}$$

Au sens strict, seule cette expression compare effectivement des énergies. Cependant, dans tous les cas sauf dans celui de la roue hygroscopique, il n'y a pas de transfert direct de vapeur d'eau entre les deux fluides. La montée en température de l'air neuf se fait à humidité constante. Physiquement, le point 2 pourra donc au maximum atteindre le point 2' où  $t_2' = t_3$ .



## C. QUELS SONT LES ÉLÉMENTS FAVORABLES AU PLACEMENT D'UN RÉCUPÉRATEUR ?

On peut conclure du calcul qui précède que l'importance des pertes par la ventilation mécanique dans les immeubles est assez considérable, et que 50 à 70% de cette énergie peut être récupérée.

Il semble donc logique d'étudier la faisabilité et la rentabilité d'un système de récupération d'énergie.

Plusieurs indices permettent de repérer les situations qui présentent un potentiel important:

- l'existence **d'une source de chaleur utilisable**, et tout particulièrement
  - > l'air extrait des installations de climatisation « tout air » (car débit important)
  - > la chaleur d'un process proche de l'installation de ventilation de l'immeuble (atelier, cuisine collective,...) (car écart de température important)
  - > l'air fortement chargé d'humidité, comme rencontré dans les piscines (car chaleur latente importante)
- l'existence **d'une conduite centralisée d'extraction proche de la conduite de pulsion** :  
ce n'est pas une condition impérative mais cela permettra de diminuer les coûts de transports de l'énergie entre source chaude et source froide. A noter que si les rendements de récupération bruts sont généralement élevés (des valeurs de 50 à 60% sont classiques), les fabricants n'incluent que rarement l'énergie auxiliaire utilisée (pompe, ventilateur, ...) dans le calcul du rendement.
- le **renouvellement complet de l'installation de chauffage** :  
en effet, dans le cas d'une nouvelle installation, le placement d'un récupérateur de chaleur entraîne moins de main-d'œuvre que dans le cas d'une rénovation et permet de plus un sous-dimensionnement des composants de l'installation . Par exemple, la puissance installée de la chaudière pourra être réduite de la puissance maximale récupérée. Cette réduction de l'investissement viendra à point pour amortir le coût du récupérateur.

# LE PROJET DE RÉCUPÉRATION

## ■ Comment construire un projet de récupération de chaleur ?

Les caractéristiques des différents types de récupérateurs sont présentées afin de permettre la sélection du système adapté à une installation.

## A. QUELLE EST LA QUANTITE D'ÉNERGIE RECUPERABLE ?

Les paramètres qui caractérisent un récupérateur sont :

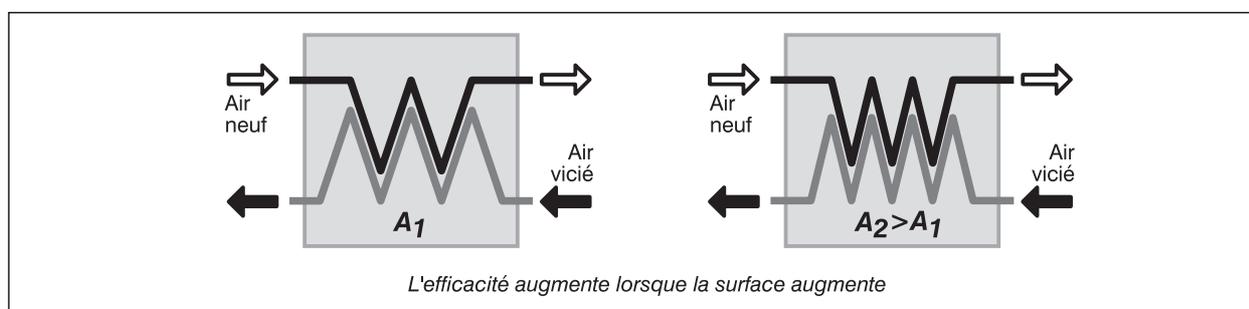
- la nature du récupérateur et de ses composants (matériaux mis en oeuvre, géométrie de l'échangeur (surface, ailettes, ...),
- la vitesse de passage de l'air,
- les débits respectifs de l'air neuf et de l'air vicié,
- la chaleur latente de l'air extrait.

Ces paramètres influencent le rendement dont la valeur est généralement donnée par le constructeur. On en trouvera quelques exemples de courbes de rendement dans la 2ème partie.

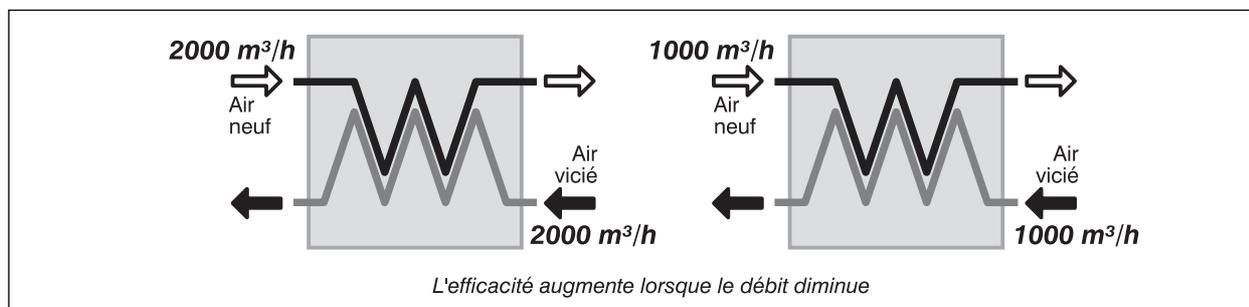
Les différentes notions de rendement sont expliquées en annexe 1.

On notera que d'une manière générale, le rendement d'un échangeur augmente avec :

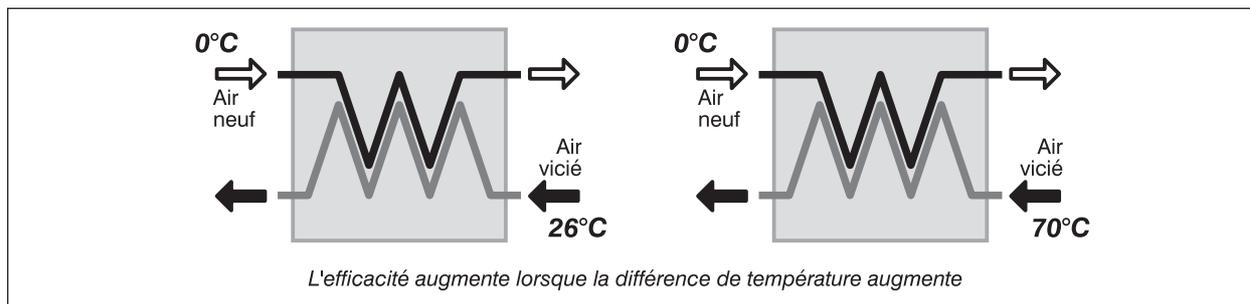
- l'augmentation de la surface d'échange  
(ce paramètre augmente cependant le coût du système et a aussi tendance à augmenter les pertes de charge et donc le coût des auxiliaires (consommation électrique des ventilateurs de déplacement), il y a donc un optimum à chercher)



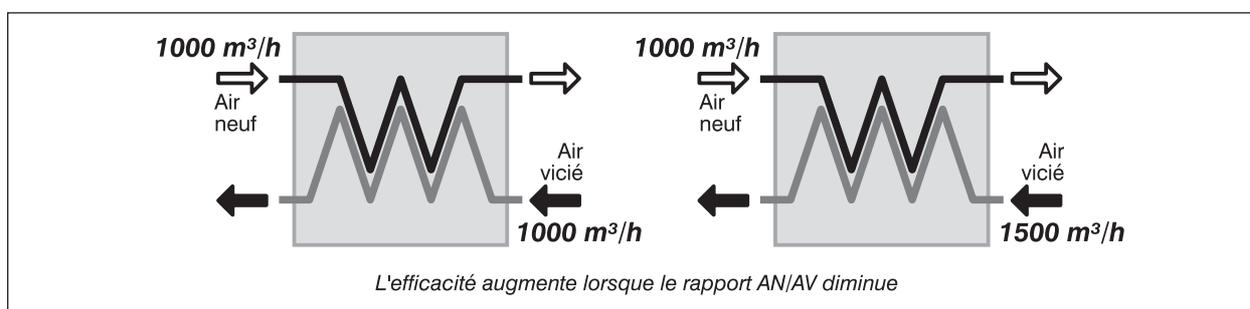
- la diminution de la vitesse de passage des fluides



- l'augmentation de la différence de température entre les deux fluides  
(ce paramètre aura peu d'effet dans notre cas d'application, la plage de température étant très limitée (de  $-15^{\circ}\text{C}$  à  $+35^{\circ}\text{C}$ ))



- l'augmentation du débit d'air vicié par rapport au débit d'air neuf  
(attention, si le bâtiment est mis en surpression, c'est au contraire le débit d'air neuf qui est supérieur au débit d'air vicié)



On notera que, vu la faible plage de variations des températures, le coefficient d'échange peut être considéré comme constant. En conséquence, pour un récupérateur de surface d'échange  $A$  et dont les débits de fluide sont fixes (ce qui sera généralement le cas en récupération), le rendement est indépendant des températures d'entrée de l'air neuf et de l'air rejeté. Il est donc sensiblement constant.

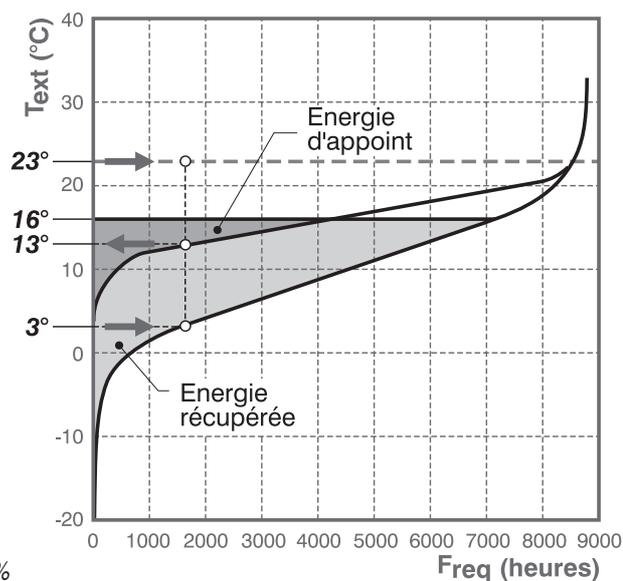
Pour planifier l'installation, la connaissance du rendement nominal est bien évidemment nécessaire mais pas suffisante, car ce rendement n'est qu'une valeur instantanée.

Le graphe de fréquences cumulées permet quant à lui d'explorer le fonctionnement dans les conditions variables d'exploitation.

### ■ Exemple :

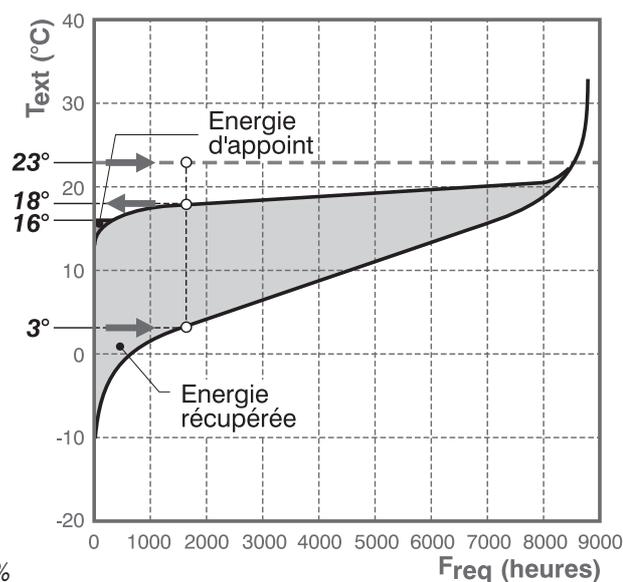
Soit un immeuble de bureau paysager dont on refroidit l'ambiance toute l'année, suite à la présence des occupants et de l'équipement bureautique. La température de pulsion de l'air est de 16°C et l'air extrait est à 23°C (l'écart de température indique une forte charge thermique interne et externe à vaincre).

Un récupérateur de rendement 50 % est installé. Le graphe ci-dessous établi, pour les 8760 heures de l'année, l'évolution de la température à la sortie du récupérateur. Par exemple, l'air extérieur à 3°C va croiser l'air extrait à 23°C et sera ainsi préchauffé à 13°C. Une énergie d'appoint le portera aux 16°C demandés.



Cas 1 : rendement de 50 %

Dans un 2ème cas, un récupérateur de rendement 75 % est installé.



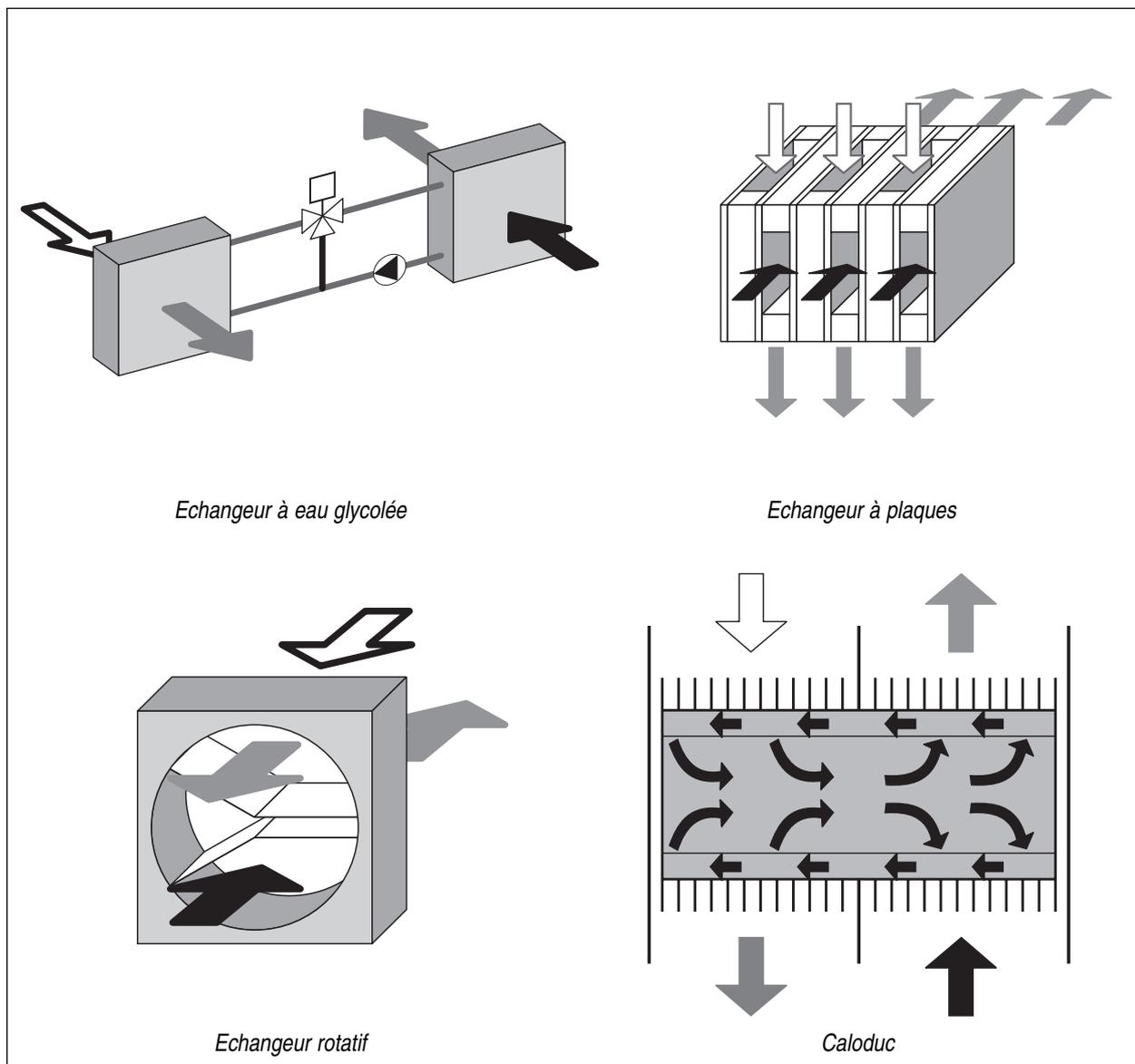
Cas 2 : rendement de 75 %

On observe que le 2ème récupérateur diminue fortement l'énergie d'appoint à fournir. Mais pour obtenir ces 75%, il faut sur-investir : surface d'échange élevée, vitesse faible,...

**Un optimum coût d'investissement-coût d'exploitation doit être réalisé par le bureau d'études, dans chaque cas de figure.**

## B. LES SYSTÈMES DE RÉCUPÉRATION DE CHALEUR

En dehors du recyclage direct de l'air, et de l'intervention d'une pompe à chaleur, on distingue quatre méthodes de récupération d'énergie thermique :

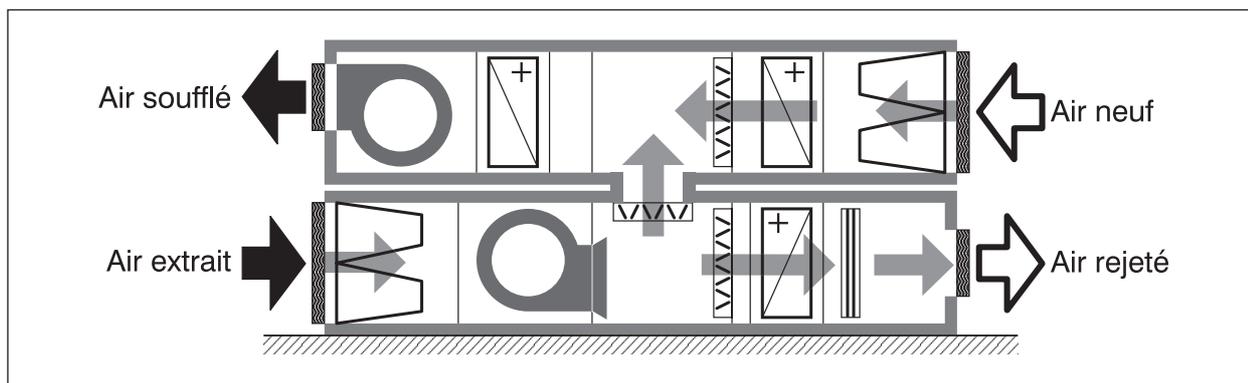


### B.0. Le recyclage de l'air

Cette technique très simple de récupération d'énergie consiste à recycler dans la pulsion, une partie du débit d'air extrait. Cet air recyclé est alors mélangé à une fraction d'air neuf.

Cette technique est très courante. C'est sans doute pour cela qu'on ne la considère généralement pas comme une technique de récupération, malgré qu'il s'agisse évidemment du mode de récupération d'énergie le plus efficace.

Cependant, elle nécessite l'implantation de 3 volets d'air pilotés en synchronisation et d'un système de régulation basé sur une comparaison de températures ou, mieux, sur une comparaison d'enthalpies afin d'optimiser le mélange.



#### Avantages

- Simple et peu coûteux
- Régulation simple sur les 3 clapets d'air
- Transfert de chaleur sensible et latente
- Pas de perte de charge.
- Peu de maintenance nécessaire

#### Désavantages

- Les flux d'air sont mélangés et la contamination est donc inévitable
- Les gaines d'air neuf et d'air rejeté doivent être assez proches

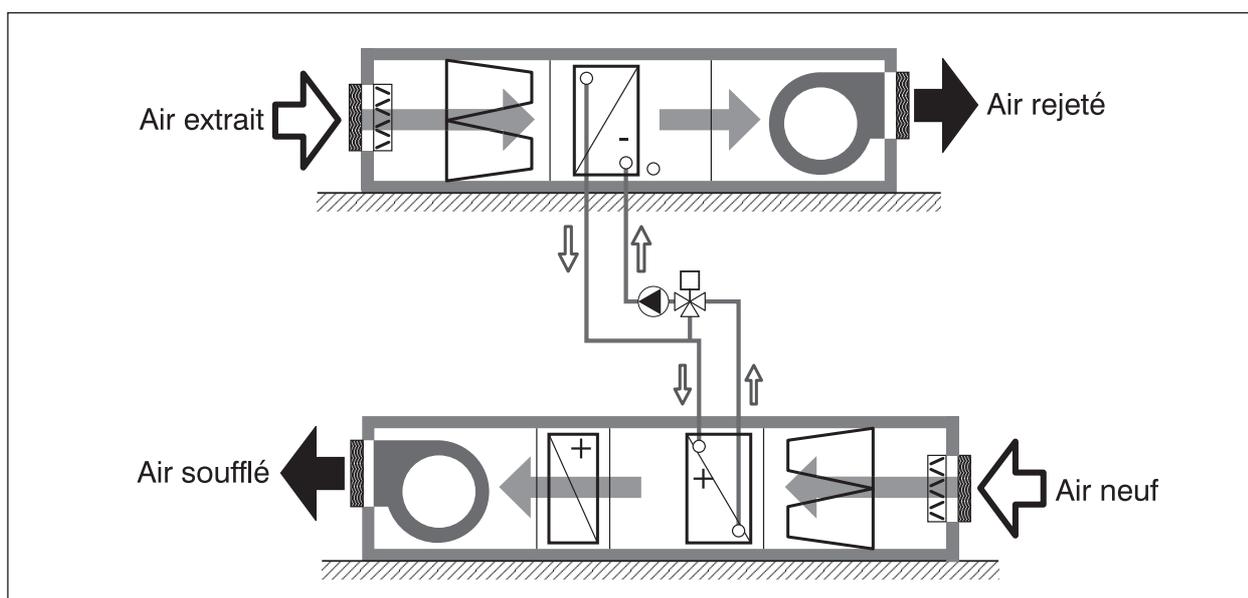
La principale limite du recyclage est bien évidemment la nécessité d'un débit minimum d'air frais. Mais dans certaines installations, cette fraction peut être faible par rapport au débit total d'air pulsé. On retiendra comme valeur minimum d'air frais un volume de 20 à 30 m<sup>3</sup>/h.pers. [cf norme NBN 62-003].

Le rendement de la récupération est directement lié à la fraction du débit total d'air qui est recyclée.

NB : Le rendement énergétique d'un recyclage d'air est imbattable (transfert de chaleur et d'humidité) et ce pour un coût très limité. Cependant, l'évolution des exigences au niveau de la qualité de l'air (absence d'odeur, qualité hygiénique) peut amener à repenser le principe du recyclage d'air. Dans ce cas, les autres procédés de récupération décrit ci-après prennent tout leur sens.

## BI. La boucle à eau glycolée

Elle est constituée de deux batteries, en général constituées de tubes en cuivre et d'ailettes en aluminium (éventuellement cuivre/cuivre ou l'ensemble en acier galvanisé), placées l'une dans le groupe d'extraction, l'autre dans le groupe de pulsion.



Ces batteries sont reliées entre elles par un circuit de tuyauteries comprenant des vannes d'isolement, une pompe de circulation, un vase d'expansion, un orifice de remplissage et divers appareils de mesure (thermomètres et manomètre).

Dans le circuit ainsi constitué circule de l'eau glycolée (antigel). Ce fluide caloporteur sert de vecteur de transport des calories puisées dans l'air extrait (chaud, par ex : 20°C) vers l'air neuf (froid, par ex :-10°C).

En descendant en dessous du point de rosée, la chaleur latente de la vapeur d'eau contenue dans l'air extrait peut être récupérée. Ce système n'assure cependant pas de transfert d'humidité. Il n'y a aucune contamination de l'air frais par l'air vicié.

Les circuits d'extraction et de pulsion peuvent être éloignés l'un de l'autre, ce qui peut être très avantageux.

Pour éviter la formation de glace sur l'échangeur de chaleur du conduit d'air rejeté, il faut éviter de refroidir trop l'air. Un by-pass avec vanne 3 voies sur le circuit d'eau permet de limiter la quantité de chaleur récupérée. Dans le calcul des frais d'exploitation, il faut tenir compte :

- des pertes de charge créées par la présence des échangeurs dans les gainages et donc de la consommation d'énergie supplémentaire des ventilateurs,
- de la consommation d'énergie de la pompe de circulation.

Le rendement est directement lié au nombre de tubes et de rangs des échangeurs.

Puisque l'échange de chaleur se fait via l'utilisation d'un fluide intermédiaire (2 échangeurs en cascade et donc deux  $DT^\circ$ ), le rendement maximum est assez faible.

Généralement, à cause de l'accroissement des pertes de charge avec l'augmentation de la surface d'échange, les rendements les plus élevés ne correspondent pas aux économies les plus importantes.

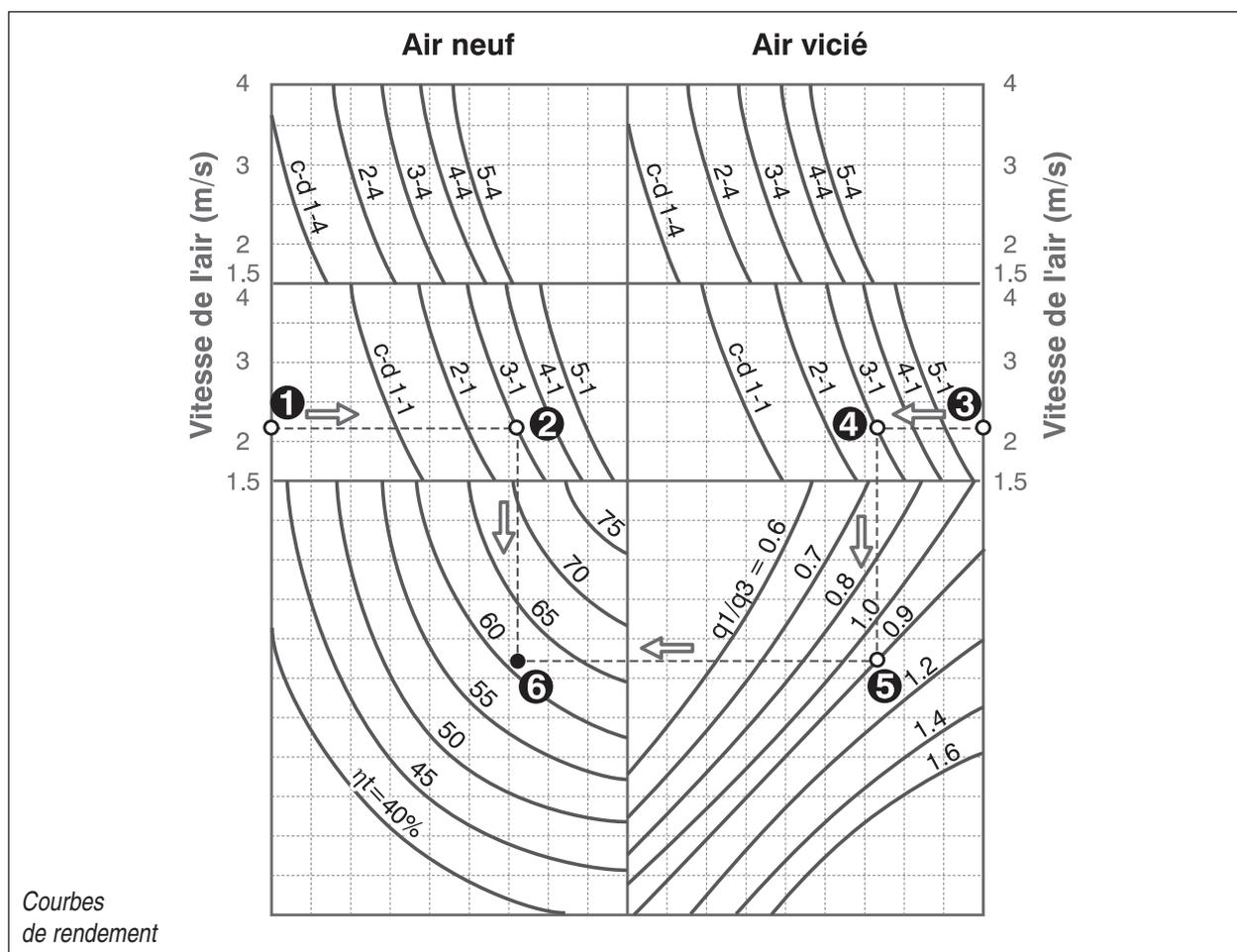
#### ■ Prenons un exemple :

Soit un groupe de ventilation de 5000 m<sup>3</sup>/h de section 78 x 78 cm soit 0.6 m<sup>2</sup>. Le débit et la section de passage impliquent une vitesse d'air dans la batterie de 2,3 m/s (5000 / (0,6 \* 3.600)).

Sur le catalogue d'un constructeur, on sélectionne deux batteries, modèle 3-1, une sur l'air rejeté et une sur l'air frais (3 indique le nombre de rang de tube - 1 indique en mm l'espacement entre les ailettes)

Le graphique donne à partir des points 1 et 3 (débit), les points 2 et 4. A partir du point 4 une verticale est abaissée jusqu'à la courbe  $V_{ar}/V_{av}$ , rapport entre le Volume d'air neuf et le Volume d'air vicié (ici on choisit  $V_{ar}/V_{av} = q_1/q_3 = 0,9$ ), le point 5 est obtenu.

A l'intersection de la verticale au point 2 et de l'horizontale au point 5, on trouve la valeur du rendement du récupérateur. Ici, ± 61 %.



On constate que l'efficacité de l'échange augmente si

- l'espacement entre les ailettes est réduit,
- le volume d'air extrait est grand par rapport au volume d'air neuf,
- le nombre de rang est élevé.

#### Avantages

- Les flux d'air neuf et d'air rejeté sont totalement séparés, il n'y a donc pas de risque de contamination.
- Flexibilité dans la disposition des gaines d'air neuf et d'air évacué.
- Régulation de température très simple à réaliser par une vanne 3 voies.
- Groupement possible de plusieurs installations (la source de chaleur ne doit pas forcément provenir de l'installation de ventilation).

#### Désavantages

- Transfert de chaleur latente limité car la température du fluide glycolé est peu souvent en dessous de la température de rosée de l'air extrait.
- L'énergie consommée pour la pompe eau glycolée réduit le rendement net de récupération. Une valeur de 5 % est un ordre de grandeur.
- Perte de charge relativement importante.
- Rendement généralement faible.
- La boucle d'eau demande une surveillance et un entretien supplémentaire vu le risque de corrosion et la présence d'une pompe de circulation.
- La présence de glycol comme antigel accroît la perte de charge côté eau et réduit le transfert de chaleur.
- Coûts importants pour des petites installations.
- Sans mesures appropriées, il y a un risque de givre sur l'air extrait.

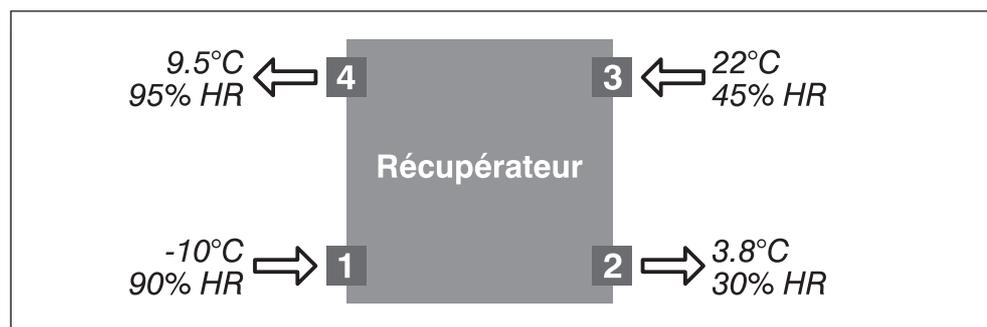
En vue de comparer les différents systèmes de récupération, nous développerons le calcul du rendement de l'installation pour les différents systèmes de récupération présentés.

Il s'agit d'une installation de traitement d'air d'un immeuble de bureaux, fonctionnant en tout air neuf, 10 heures/jour, 5 jours/semaine.

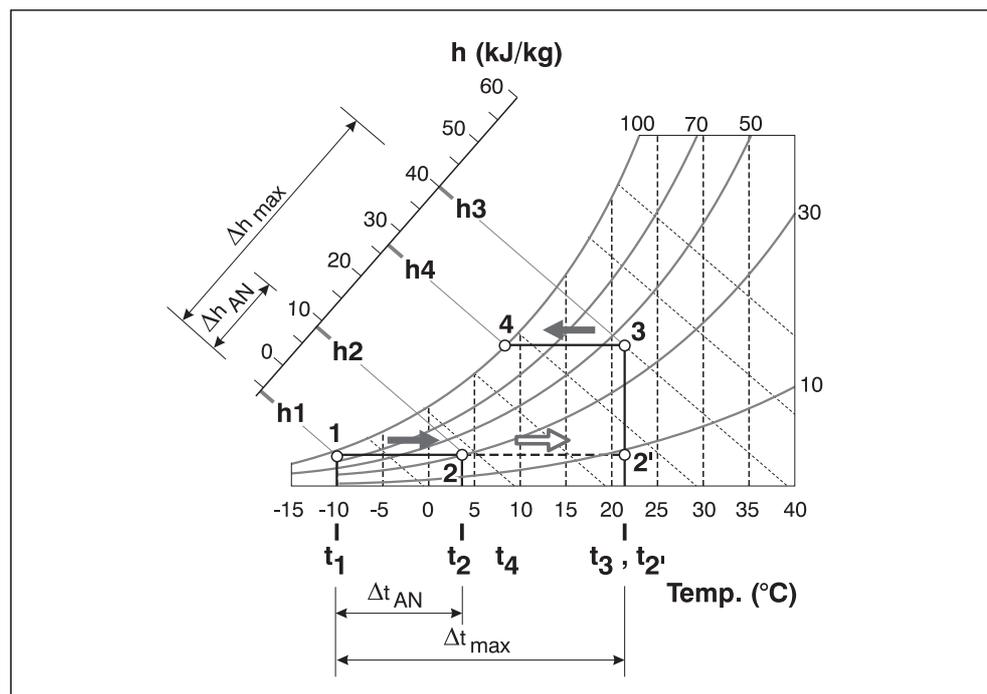
Les groupes de pulsion et d'extraction GP/GE sont de même débit : 21.000 m<sup>3</sup>/h - section de 1525 x 1525 mm, soit une vitesse d'air de 2,5 m/s.

Du catalogue du constructeur, on déduit :

- le choix de batteries avec boucle d'eau glycolée, en Cu/Al, avec 8 rangs.
- le fonctionnement dans les conditions extrêmes :



- l'évolution dans le diagramme de l'air humide :



- l'efficacité thermique :

$$\varepsilon_t = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} = \frac{3,8 - (-10)}{22 - (-10)} = 0,43 = 43 \%$$

L'équipement sélectionné a entraîné les températures de sortie des fluides. On en déduit que le récupérateur a donné un accroissement de température de l'air neuf de 43% de l'écart maximal entre les fluides, soit  $0,43 \times 32^\circ = 13,8^\circ$ .

(Remarque : en réalité, le rendement thermique (rapport des enthalpies) donnerait :

$$\eta_t = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1} = \frac{7,5 - (-6,5)}{41 - (-6,5)} = 0,30 = 30 \%$$

Seulement 30% du transfert maximal (en chaleur sensible et latente) est réalisé par le récupérateur).

La puissance maximale récupérée représente :

$$P_{\text{max. réc.}} = 21.000 \text{ m}^3/\text{h} \times 1.2 \text{ kg/m}^3 \times 1 \text{ kJ/kg} \times (3,8 - (-10^\circ)) \times 1/3600 = 96 \text{ kW}$$

Cette puissance pourra être déduite de la puissance de la chaudière à installer.

L'efficacité thermique, calculé dans les conditions extrêmes (-10°C), reste sensiblement identique aux autres températures de la saison de chauffe. La température moyenne extérieure en journée étant de 8°C, la puissance moyenne récupérée sera de

$$P_{\text{max. réc.}} = 96 \text{ kW} \times \frac{22^\circ - (8^\circ)}{22^\circ - (-10^\circ)} = 96 \times 0,44 = 42 \text{ kW}$$

Cela entraîne une économie thermique de :

$$E_{\text{réc}} = 42 \text{ kW} \times 10\text{h/j} \times 5 \text{ j/sem} \times 35 \text{ sem de chauffe} / 0,8 = 92.140 \text{ kWh}$$

Le facteur 0.8 correspond au rendement saisonnier de la production de chaleur pour une installation nouvelle et dont les conduites sont isolées. On prendrait 0.7 pour une installation plus ancienne.

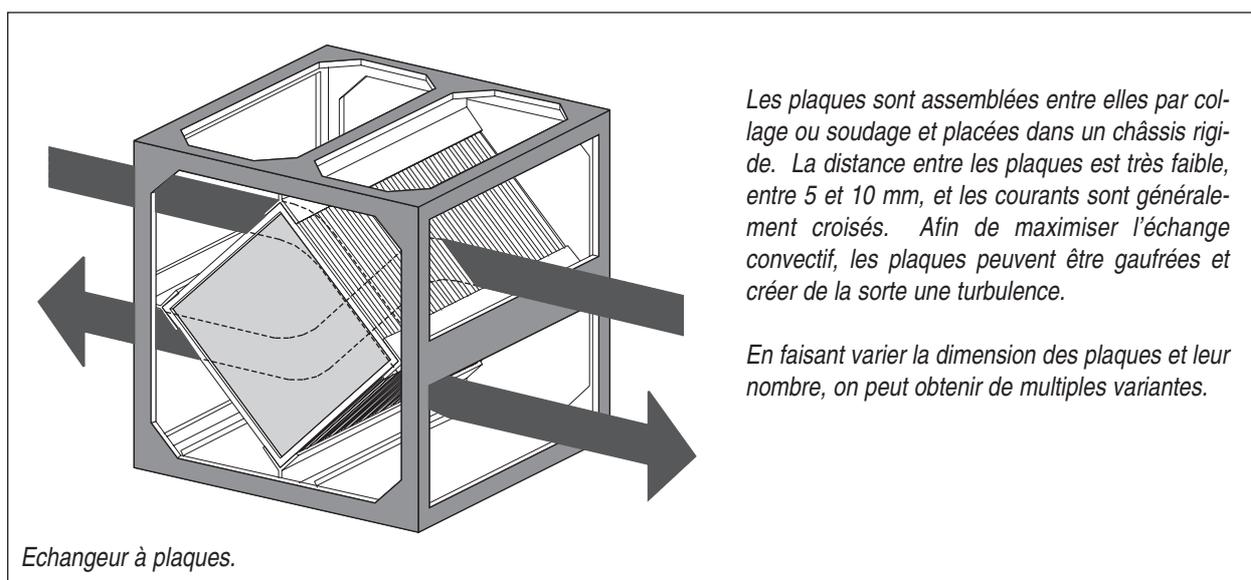
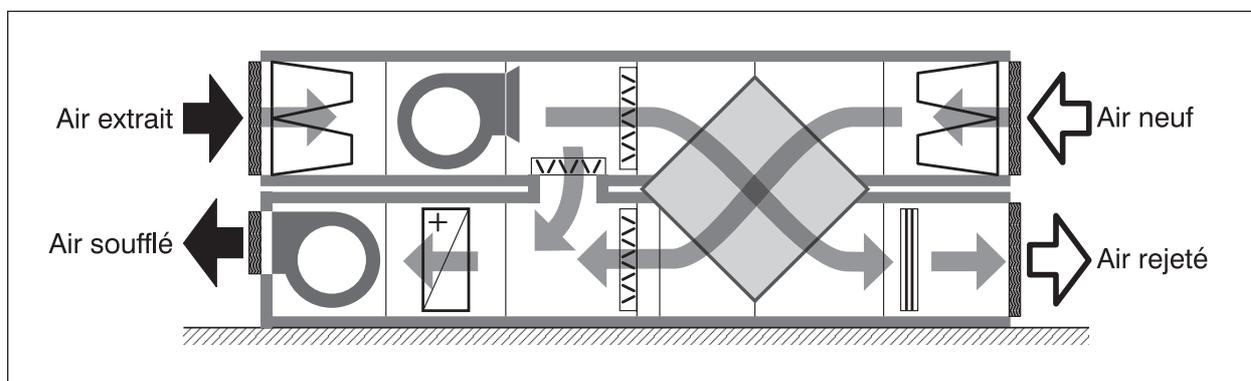
Suite à la présence du récupérateur, les puissances des ventilateurs sont modifiées comme suit :

AVANT		APRES	
GE	GP	GE	GP
2,2 kW	5,2 kW	4,5 kW	6,8 kW

Ce à quoi il faut ajouter une puissance de 0,6 kW pour le circulateur de la boucle.

## B.2. L'échangeur à plaques

L'échangeur de chaleur est constitué de plaques, de tubes ou de gaufrages de type « nid d'abeilles », de faible épaisseur en aluminium ou matière plastique qui séparent les veines d'air.

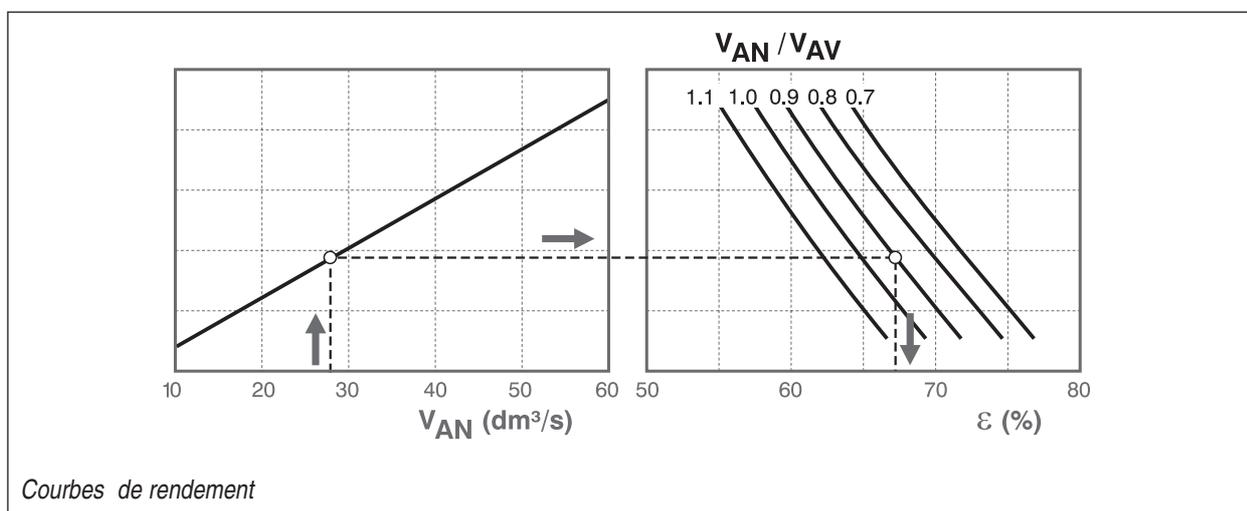


### ■ Prenons un exemple :

Soit un débit d'air neuf de 100 m<sup>3</sup>/h ( $\pm 28$  dm<sup>3</sup>/s).

Avec un débit d'air rejeté de 110 m<sup>3</sup>/h (mise en dépression du local), le rapport  $V_{AN}/V_{AV}$  vaut  $100/110 = 0.9$ .

Sur le catalogue d'un constructeur, on déduit une efficacité de l'échangeur à plaques de  $\pm 67$  %.



Le rendement de récupération est fonction de la configuration de l'écoulement de l'air, de l'écartement des plaques, de la surface des plaques et de l'état de surface des plaques (rugosité, corrugation, ...).

Pour prévenir une surchauffe, la récupération de chaleur doit pouvoir être interrompue en été ou en mi-saison: un by-pass devra être prévu.

Lorsque les surfaces de l'échangeur sont suffisamment froides (température inférieure à la température de rosée de l'air extrait), la vapeur d'eau contenue dans l'air extrait se refroidit et se condense, ce qui a pour conséquence l'augmentation du transfert de chaleur. Pour éliminer la condensation, les plaques sont souvent placées verticalement. Les groupes doivent alors être superposés, et des contraintes d'emplacement apparaissent. Pour les gros débits, on passe à la solution « roue » (voir B4).

Pour des températures extérieures très basses, les condensats peuvent même geler. On peut prévoir, dans ce cas, le préchauffage de l'air neuf ou un mélange avec de l'air recyclé.

### Avantages

- Simple et fiable
- Grande durée de vie et pratiquement pas de panne
- Absence de pièces en mouvement, sécurité de fonctionnement
- Peu de maintenance nécessaire
- Faible risque de contamination de l'air frais en cas de bonne conception
- Exécution en divers matériaux et nombreuses combinaisons possibles
- La solution la plus adaptée (rentabilité) aux petits débits d'air (< 5000 m<sup>3</sup>/h)

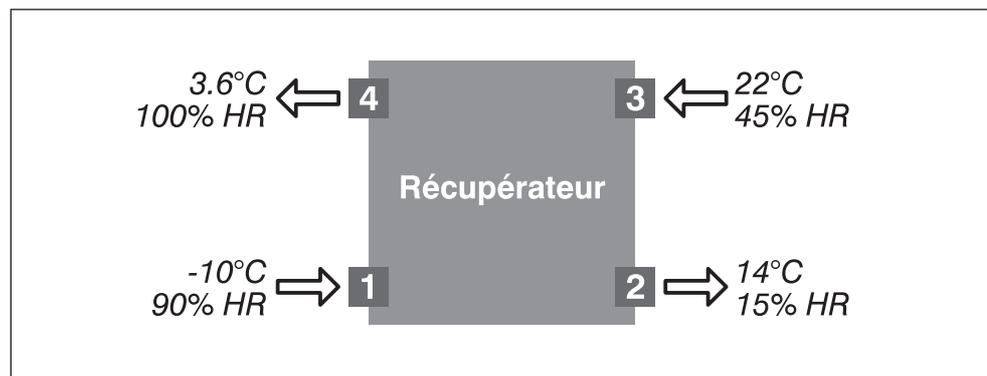
### Désavantages

- Disposition Air neuf / Air rejeté proche
- Sans by-pass, il n'y a pas de régulation de température et donc un risque de surchauffe en été
- Danger de givre par température extérieure basse et par dépassement du point de rosée
- L'échangeur présente une perte de charge relativement importante, surtout à de grands débits
- En cas de panne des équipements mal conçus peuvent être source de bruit ainsi que de fuites et donc de contamination

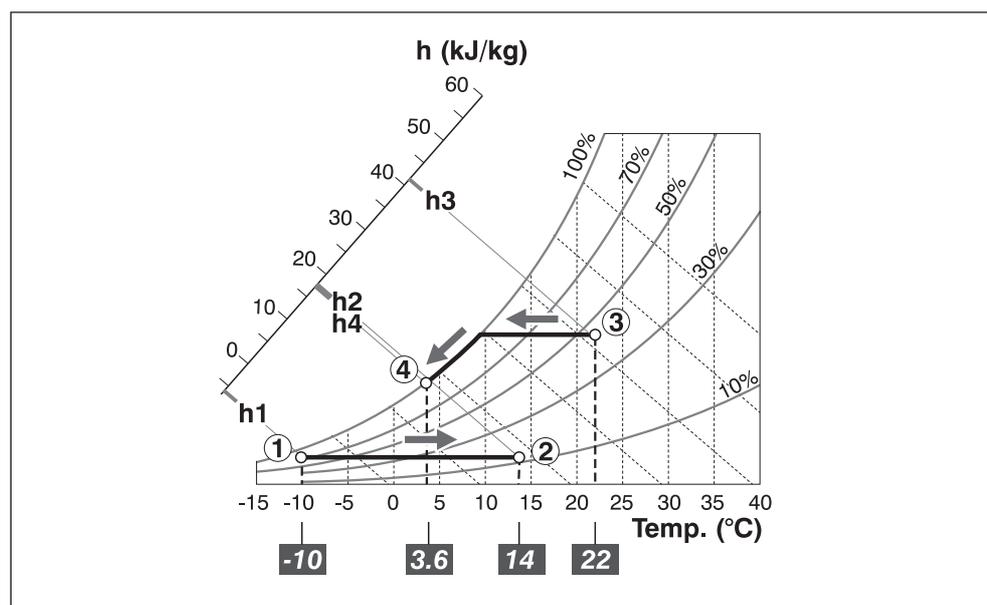
Reprenons l'étude des rendements comparés entre les différents systèmes de récupération. Pour rappel, il s'agit d'une installation de traitement d'air d'un immeuble de bureaux, fonctionnant en tout air neuf, 10 heures/jour, 5 jours/semaine. Les groupes de pulsion et d'extraction sont de même débits : 21.000 m<sup>3</sup>/h

Du catalogue du constructeur, on déduit :

- le choix d'un récupérateur à plaques en Aluminium, avec by-pass.
- le fonctionnement dans les conditions extrêmes :



- l'évolution dans le diagramme de l'air humide :



On constate qu'une part de l'énergie thermique transmise à l'air neuf provient de la condensation de la vapeur d'eau de l'air extrait. Celui-ci ne reçoit aucune humidité et évolue donc à humidité absolue constante.

- l'efficacité thermique :

$$\varepsilon_t = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} = \frac{14 - (-10)}{22 - (-10)} = 0,75 = 75 \%$$

L'équipement sélectionné a entraîné les températures de sortie des fluides. On en déduit que le récupérateur a donné un accroissement de température de l'air neuf de 75% de l'écart maximal entre les fluides, soit  $0.75 \times 32^\circ = 24^\circ$ .

(Remarque : en réalité, le rendement thermique (rapport des enthalpies) donnerait :

$$\eta = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1} = \frac{17,5 - (-6,5)}{41 - (-6,5)} = 0,51 = 51 \%$$

Seulement 51% du transfert maximal (en chaleur sensible et latente) est réalisé par le récupérateur).

La puissance maximale récupérée représente :

$$P_{\text{max. réc.}} = 21.000 \text{ m}^3/\text{h} \times 1.2 \text{ kg/m}^3 \times 1 \text{ kJ/kg} \times (14^\circ - (-10^\circ)) \times 1/3600 = 167 \text{ kW}$$

Cette puissance pourra être déduite de la puissance de la chaudière à installer.

L'efficacité thermique, calculé dans les conditions extrêmes (-10°C), reste sensiblement identique aux autres températures de la saison de chauffe. Aussi, la température moyenne extérieure en journée étant de 8°C, la puissance moyenne récupérée sera de

$$P_{\text{max. réc.}} = 167 \text{ kW} \times \frac{22^\circ - (8^\circ)}{22^\circ - (-10^\circ)} = 73 \text{ kW}$$

Cela entraîne une économie thermique de

$$E_{\text{réc}} = 73 \text{ kW} \times 10\text{h/j} \times 5 \text{ j/sem} \times 35 \text{ sem de chauffe} / 0,8 = 160.245 \text{ kWh}$$

Le facteur 0.8 correspond au rendement saisonnier de la production de chaleur pour une installation nouvelle, dont les conduites sont isolées. On prendrait 0.7 pour une installation plus ancienne.

Suite à la présence du récupérateur, les puissances des ventilateurs sont modifiées comme suit :

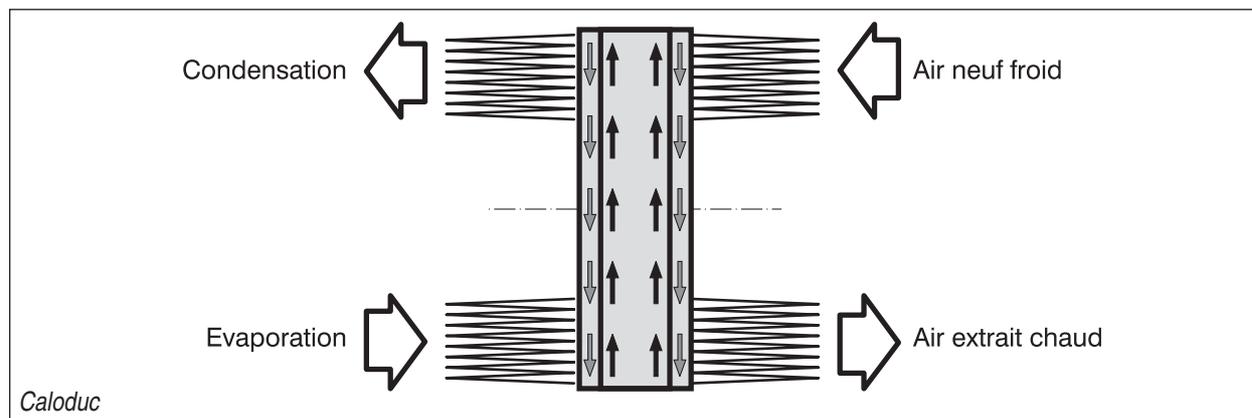
AVANT		APRES	
GE	GP	GE	GP
2,2 kW	5,2 kW	5,5 kW	6,6 kW

### B.3. Le caloduc (Heat-pipe)

Le caloduc est un super-conducteur de chaleur fonctionnant en cycle fermé selon le principe évaporation - condensation, avec retour de liquide soit par gravité, soit par capillarité.

Son intérêt provient de la valeur très élevée de la chaleur latente de changement de phase comparée à la chaleur spécifique.

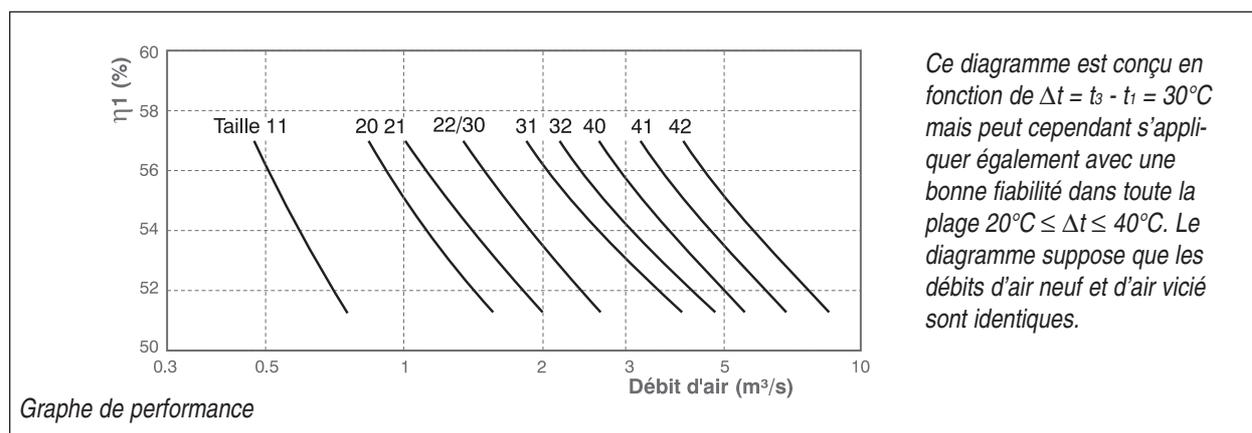
Il est constitué d'une enceinte hermétiquement scellée, contenant un fluide frigorigène. Le choix du fluide caloporteur dépend de la température de travail prévue



Le flux d'air chaud circulant dans la partie inférieure du tube cède sa chaleur au fluide liquide et le porte à ébullition. La vapeur ainsi formée monte dans la partie haute du tube où elle se trouve en contact avec l'air froid. Le gaz va se condenser sur la paroi interne du tube en cédant sa chaleur de condensation, puis va retomber naturellement par gravité dans la partie inférieure pour un nouveau cycle.

La disposition verticale est caractéristique du type à gravité. Il existe également des tubes horizontaux où la circulation se fait par capillarité. Ce système est alors réversible et peut donc fonctionner en été

Ce type de récupérateur se caractérise par sa faible masse, l'absence de pièces en mouvement et un encombrement réduit. Les conduits d'air repris et d'air neuf doivent cependant être proches.



#### Avantages

- Faible encombrement
- Peu de maintenance
- Système statique (pas d'énergie d'appoint)
- Réversibilité pour le type horizontal à capillarité

#### Désavantages

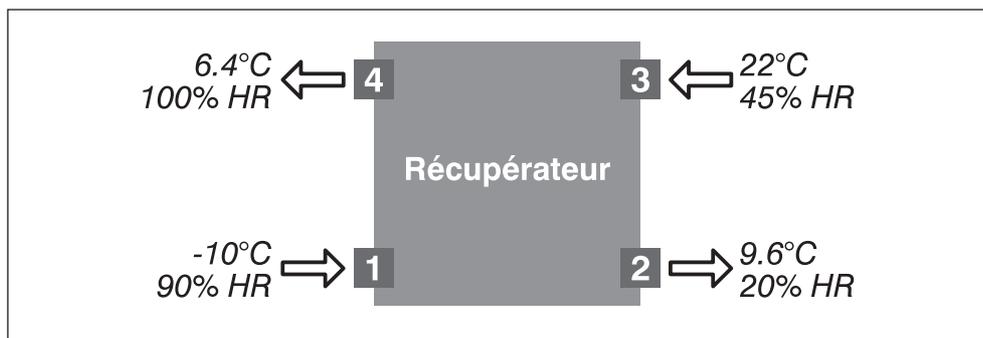
- Aménée et évacuation d'air doivent être adjacentes
- Régulation de température limitée
- Risque de givre mais seuil assez bas
- En cas de panne, il y a risque de contamination de l'air par le fluide frigorigène
- Pas réversible, donc pas de fonctionnement d'été possible pour le type gravitaire

Reprenons l'étude des rendements comparés entre les différents systèmes de récupération.

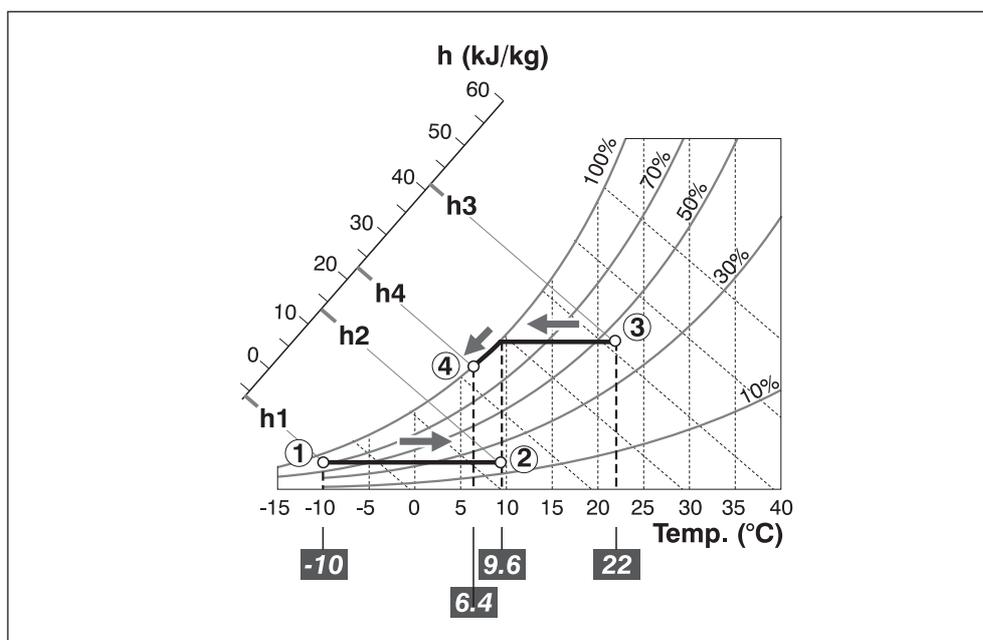
L'installation de traitement d'air d'un immeuble de bureaux fonctionne en tout air neuf, 10 heures/jour, 5 jours/semaine. Les groupes de pulsion et d'extraction GP/GE sont de même débits : 21.000 m<sup>3</sup>/h.

Du catalogue du constructeur, on déduit :

- le choix d'un caloduc en Cu/Al avec 8 rangs.
- le fonctionnement dans les conditions extrêmes :



- l'évolution dans le diagramme de l'air humide :



On constate qu'une part de l'énergie thermique transmise à l'air neuf provient de la condensation de la vapeur d'eau de l'air extrait. Celui-ci ne reçoit aucune humidité et évolue donc à humidité absolue constante.

- l'efficacité thermique :

$$\varepsilon_t = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} = \frac{9,6 - (-10)}{22 - (-10)} = 0,61 = 61 \%$$

L'équipement sélectionné a entraîné les températures de sortie des fluides. On en déduit que le récupérateur a donné un accroissement de température de l'air neuf de 61% de l'écart maximal entre les fluides, soit  $0.61 \times 32^\circ = 19,6^\circ$ .

( Remarque : en réalité, le rendement thermique (rapport des enthalpies) donnerait :

$$\eta = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1} = \frac{13,5 - (-6,5)}{41 - (-6,5)} = 0,42 = 42 \%$$

Seulement 42% du transfert maximal (en chaleur sensible et latente) est réalisé par le récupérateur).

La puissance maximale récupérée représente :

$$P_{\text{max. réc.}} = 21.000 \text{ m}^3/\text{h} \times 1.2 \text{ kg}/\text{m}^3 \times 1 \text{ kJ}/\text{kg} \times (9,6^\circ - (-10^\circ)) \times 1/3600 = 136 \text{ kW}$$

Cette puissance pourra être déduite de la puissance de la chaudière à installer.

L'efficacité thermique, calculée dans les conditions extrêmes (-10°C), reste sensiblement identique aux autres températures de la saison de chauffe. Aussi, la température moyenne extérieure en journée étant de 8°C, la puissance moyenne récupérée sera de

$$P_{\text{max. réc.}} = 136 \text{ kW} \times \frac{22^\circ - (8^\circ)}{22^\circ - (-10^\circ)} = 60 \text{ kW}$$

Cela entraîne une économie thermique de

$$E_{\text{réc}} = 60 \text{ kW} \times 10\text{h}/\text{j} \times 5 \text{ j}/\text{sem.} \times 35 \text{ sem. de chauffe} / 0,8 = 130.870 \text{ kWh}$$

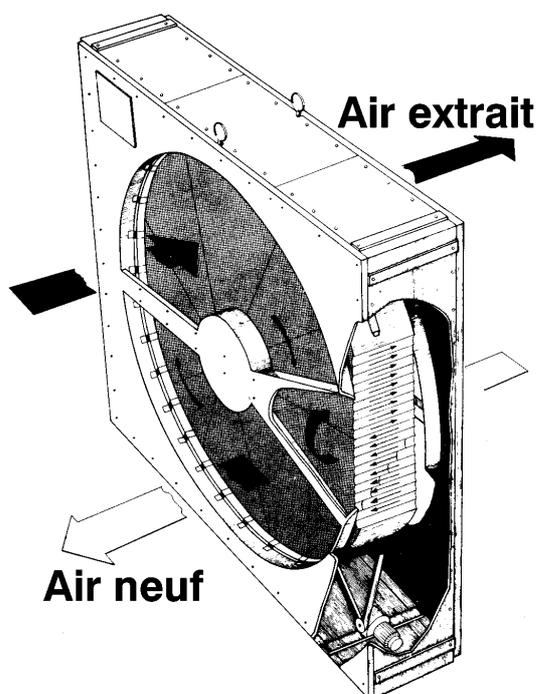
Le facteur 0.8 correspond au rendement saisonnier de la production de chaleur pour une installation nouvelle et dont les conduites sont isolées. On prendrait 0.7 pour une installation plus ancienne.

Suite à la présence du récupérateur, les puissances des ventilateurs sont modifiées comme suit :

AVANT		APRES	
GE	GP	GE	GP
2,2 kW	5,2 kW	4,4 kW	6,6 kW

## B.4. L'échangeur rotatif à régénération

Un matériau accumulateur cylindrique en rotation lente (de 5 à 20 tours/min) est traversé dans une direction par l'air rejeté et dans l'autre par l'air neuf. Il se compose d'un média de transfert en aluminium, acier inoxydable ou matériau synthétique, imprégné ou non d'un produit hygroscopique et formant de très nombreux petits canaux.



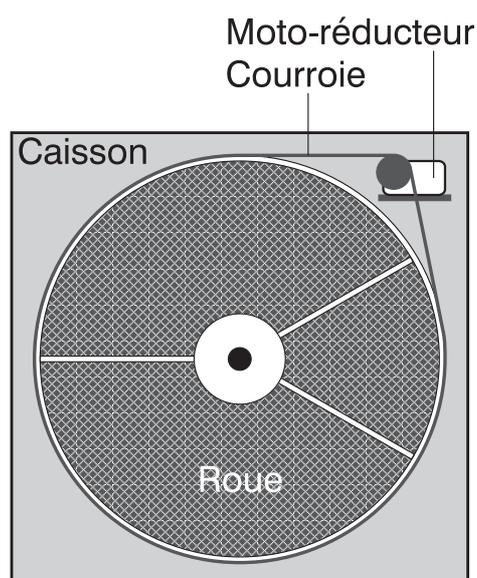
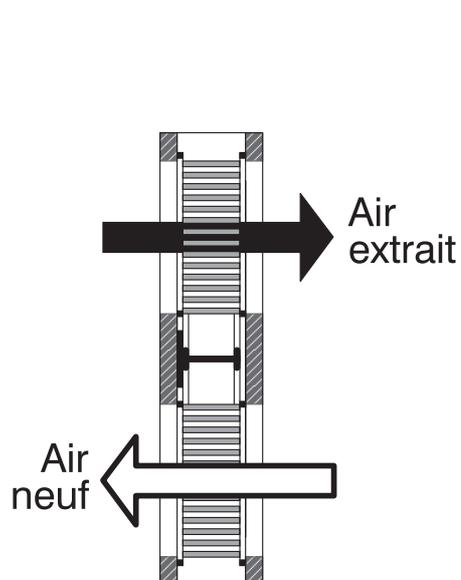
*Le matériau accumulateur est alternativement traversé par l'air chaud rejeté où il se charge d'énergie, et l'air neuf froid où il se décharge.*

*Ce système permet les échanges tant de chaleur sensible que de chaleur latente.*

*En vue d'éviter le mélange d'air neuf et d'air rejeté, il est prévu un secteur de nettoyage dans lequel l'air rejeté est chassé par l'air neuf. Une légère contamination est toutefois inévitable.*

*Dans certains cas, le transfert d'humidité est aussi à l'origine de transferts d'odeurs ou de germes et ceci limite l'emploi de tels échangeurs.*

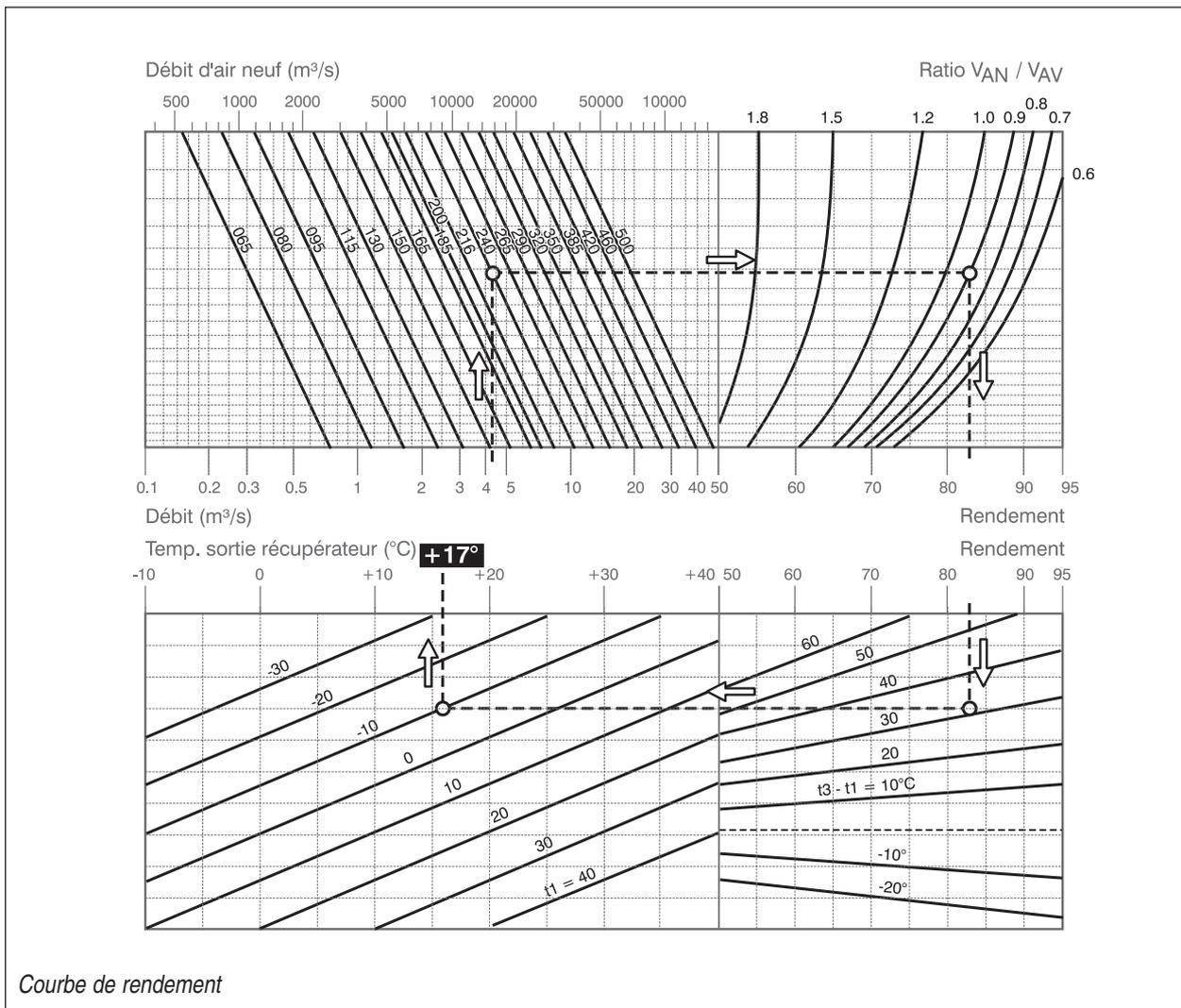
*Une faible consommation d'énergie électrique est nécessaire pour entraîner la rotation de la roue. Les pertes de charge sont assez faibles.*



Les rendements d'échange sont généralement très élevés; ils sont essentiellement fonction de la nature du matériau accumulateur, de la vitesse de l'air et de la vitesse de rotation de la roue, ces deux dernières variables déterminant le temps de passage de l'air dans l'échangeur.

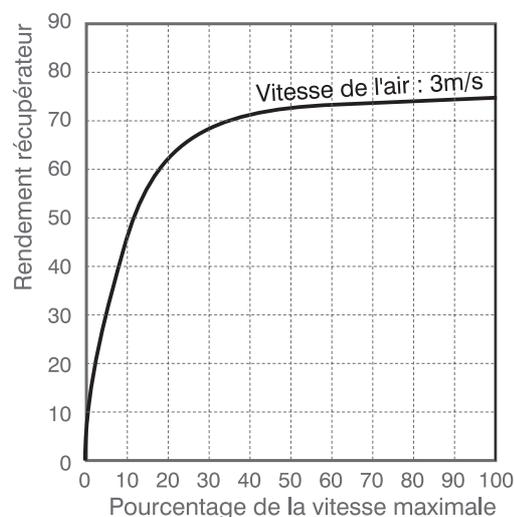
■ Prenons un exemple :

Soit un débit de 15.000 m<sup>3</sup>/h (4,2 m<sup>3</sup>/s) pour un modèle de roue type 240 et un rapport Volume Air neuf/Volume air vicié de 1, le graphique du constructeur fournit un rendement de 80 %.



La 2ème partie du graphe permet également de calculer la température de sortie air neuf (t<sub>2</sub>).  
 Pour une température d'air rejeté t<sub>3</sub> = 22°C et d'air neuf t<sub>1</sub> = -10°C (t<sub>3</sub> - t<sub>1</sub> = 32°C), on trouve t<sub>2</sub> = 17°C.

Dans le graphe ci-dessous on peut percevoir l'influence de la vitesse de rotation de la roue sur le rendement de l'échange.



*Influence de la vitesse de rotation de la roue sur le rendement*

#### Avantages

- Dépendant du média de transfert choisi, l'énergie sensible et latente peut être transférée
- Une variation de la vitesse de rotation de la roue permet de faire varier l'efficacité de récupération et permet donc une régulation du système
- Perte de charge très faible
- Rendement élevé
- Faible encombrement
- Fonctionnement été possible dans le cas de matériau hygroscopique
- Pas d'évacuation de condensats
- Encrassement et givrage limité du fait de l'inversion régulière du sens des flux d'air (la filtration reste cependant obligatoire)
- Si risque de givre, on fait varier la vitesse de rotation de la roue

#### Désavantages

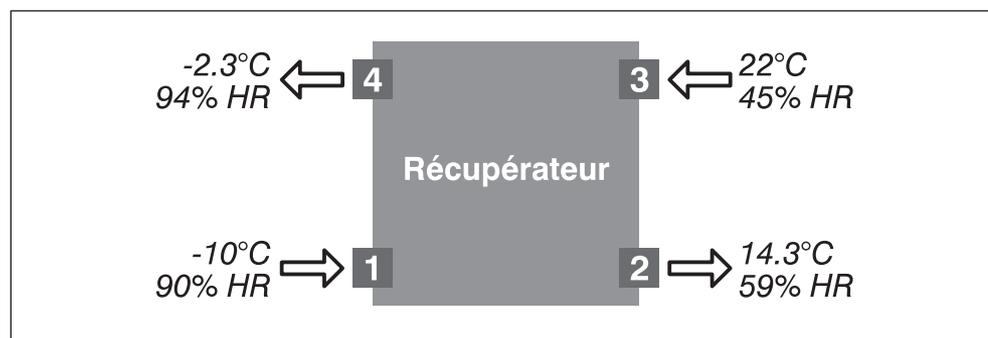
- Amenée et évacuation d'air doivent être adjacentes
- Consommation d'énergie pour l'entraînement de la roue
- Nécessité de l'entretien du système d'entraînement
- La section de purge qui limite la contamination réduit l'efficacité de récupération  
La faible contamination possible limite l'emploi de ce système
- Le rendement est influencé par les positions relatives de l'échangeur de récupération et des ventilateurs de pulsion et de reprise

Reprenons l'étude des rendements comparés entre les différents systèmes de récupération.

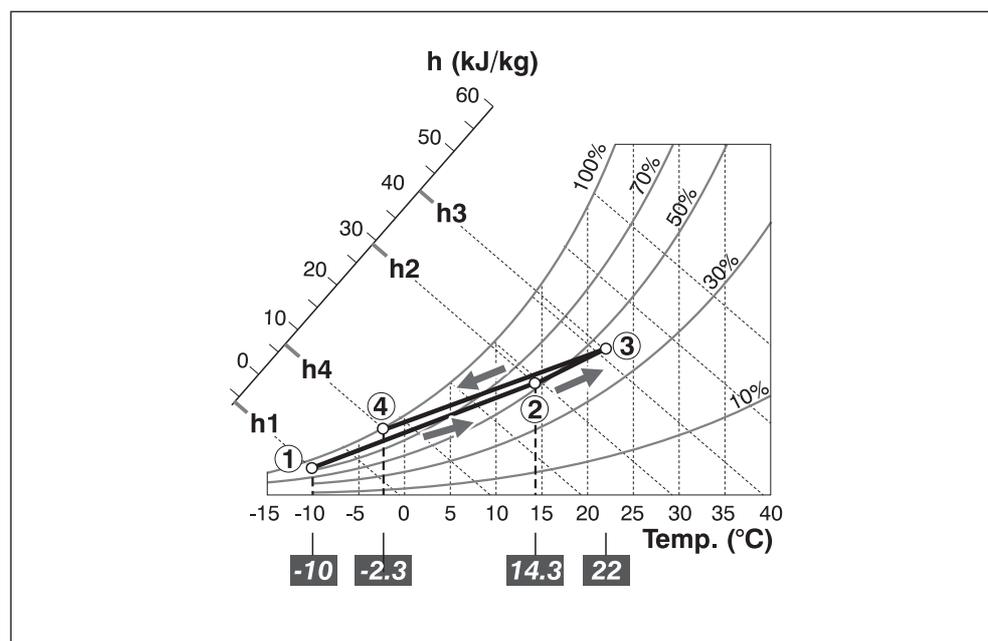
Pour rappel, l'installation de traitement d'air d'un immeuble de bureaux fonctionne 10 heures/jour, 5 jours/semaine. Les groupes de pulsion et d'extraction GP/GE sont de même débits : 21.000 m<sup>3</sup>/h.

Du catalogue du constructeur, on déduit :

- le choix d'une roue sélectionnée au point de vue prix, dans sa configuration la plus chère, càd avec caisson de visite en amont et en aval ainsi qu'avec sa régulation de vitesse.
- le fonctionnement dans les conditions extrêmes :



- l'évolution dans le diagramme de l'air humide :



On constate que l'air extrait donne chaleur et humidité à l'air neuf qui voit sa température augmenter ainsi que son taux d'humidité absolue.

- l'efficacité thermique :

$$\epsilon_t = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} = \frac{14,3 - (-10)}{22 - (-10)} = 0,76 = 76 \%$$

L'équipement sélectionné a entraîné les températures de sortie des fluides. On en déduit que le récupérateur a donné un accroissement de température de l'air neuf de 76% de l'écart maximal entre les fluides, soit  $0.76 \times 32^\circ = 24,3^\circ$ .

( Remarque : cette fois, le rendement thermique (rapport des enthalpies) donnerait une valeur identique:

$$\eta = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1} = \frac{29,5 - (-6,5)}{41 - (-6,5)} = 0,76 = 76 \%$$

Ceci montre que 76% de l'énergie latente à été transférée simultanément aux 76% de transfert d'énergie sensible).

La puissance maximale récupérée doit être estimée par le bilan enthalpique :

$$P_{\text{max. réc.}} = 21.000 \text{ m}^3/\text{h} \times 1.2 \text{ kg/m}^3 \times (29,5 - (-6,5)) \times 1/3600 = 251 \text{ kW}$$

Si l'humidification de l'air est réalisé via une pulvérisation d'eau froide, une réduction de la puissance de la chaudière à installer de 251kW est à prévoir. Si par contre l'humidification est réalisée par pulvérisation de vapeur, la chaudière sera diminuée de la puissance sensible (170 kW) et le système de production de vapeur sera réduit de la puissance latente (81 kW).

L'efficacité thermique, calculée dans les conditions extrêmes (-10°C), reste sensiblement identique aux autres températures de la saison de chauffe. Aussi, la température moyenne extérieure en journée étant de 8°C, la puissance moyenne récupérée sera de

$$P_{\text{max. réc.}} = 251 \text{ kW} \times \frac{22^\circ - (8^\circ)}{22^\circ - (-10^\circ)} = 110 \text{ kW}$$

Cela entraîne une économie thermique de

$$E_{\text{réc}} = 110 \text{ kW} \times 10\text{h/j} \times 5 \text{ j/sem} \times 35 \text{ sem de chauffe} / 0,8 = 240.370 \text{ kWh}$$

Le facteur 0.8 correspond au rendement saisonnier de la production de chaleur pour une installation nouvelle et dont les conduites sont isolées. On prendrait 0.7 pour une installation plus ancienne.

Suite à la présence du récupérateur, les puissances des ventilateurs sont modifiées comme suit :

AVANT		APRES	
GE	GP	GE	GP
2,2 kW	5,2 kW	3,7 kW	6,2 kW

Ce à quoi il faut ajouter une puissance de 0,2 kW pour le moteur de la roue.

## B5. Pompe à chaleur (pour information)

Une pompe à chaleur assure un transfert d'énergie d'une source de chaleur (dit source froide - air vicié évacué) vers un milieu à niveau de température plus élevé (dit source chaude - air neuf pulsé) grâce au travail d'un compresseur et à la propriété du fluide frigorigène de passer de l'état liquide à l'état gazeux.

Son application peut venir compléter ou suppléer celle du récupérateur de chaleur. Mais un tel sujet nécessite une brochure spécifique !

## C. LA RÉGULATION DU RÉCUPÉRATEUR

Tous les types de récupérateurs nécessitent un système de régulation :

- en hiver pour éviter le gel,
- en mi-saison et en été pour éviter la surchauffe de l'air à la sortie du récupérateur.

**Pour éviter le gel**, plusieurs solutions sont possibles :

- réduire ou annuler le débit d'air neuf et recycler de l'air vicié pour éliminer le gel ;
- réduire l'efficacité du récupérateur en réduisant la vitesse de rotation (échangeur rotatif), ou le débit de fluide caloporteur (eau glycolée) ;
- utiliser un système de préchauffage.

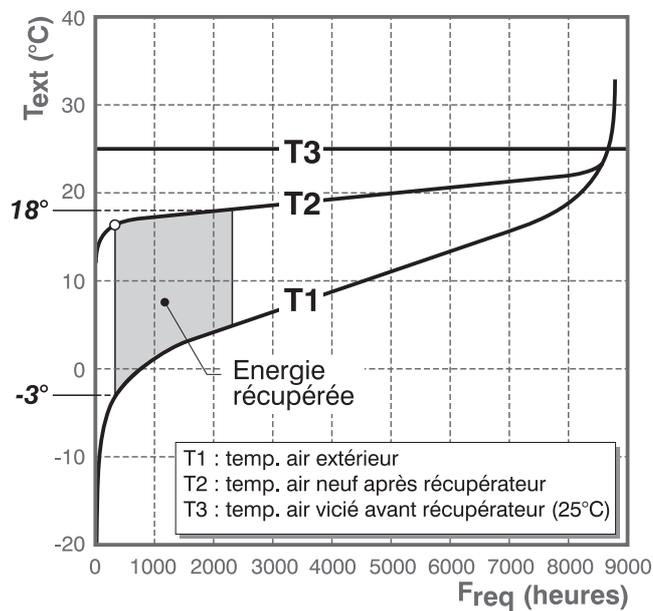
**Pour éviter le gel**, les solutions suivantes sont envisageables (suivants les cas) :

- un clapet de by-pass tout ou rien qui est le système le plus simple mais qui limite fortement la récupération
- modification du débit d'air par clapet de by-pass modulant
- modulation sur le débit d'eau glycolée par vanne 3 voies
- basculement du caloduc (ce procédé se rapproche très fort d'un système tout ou rien)
- réduction de la vitesse de rotation du rotor de l'échangeur rotatif

Tableau 1 - Mode de réglage possible en fonction du type de récupérateur

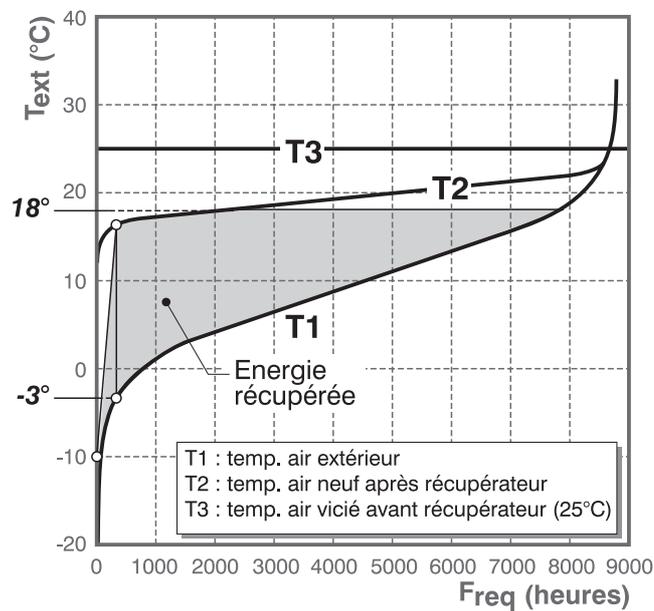
	Réglage du nb de tours (rotor)	Réglage par by-pass (clapets)	Réglage du débit d'eau (pompe)	Réglage de temp. d'eau (vanne mélangeuse)	Réglage à basculement
Recyclage		▲			
Echangeur à eau glycolée			▲	▲	
Echangeur à plaques		▲			
Caloduc		▲			▲
Echangeur rotatif	▲	▲			

Les figures ci-après montrent qu'une régulation tout ou rien, qui by-passe complètement l'air, réduit fortement la quantité d'énergie récupérée.



Réglage par by-pass du récupérateur lorsque  $t_{\text{air neuf}} < -3^{\circ}\text{C}$  et  $t_{\text{air neuf sortie}} > 18^{\circ}\text{C}$

L'installation ci-dessous régule la puissance de récupération :



Réglage progressif lorsque  $t_{\text{air neuf}} < -3^{\circ}\text{C}$  et  $t_{\text{air neuf sortie}} > 18^{\circ}\text{C}$

D'une manière générale, les régulations modulantes optimisent la récupération mais sont plus coûteuses.

## D. SYNTHÈSE

Le tableau ci-après synthétise les caractéristiques des différents systèmes, avec leurs avantages et inconvénients.

	Recyclage de l'air	Boucle à eau glycolée	Echangeur à plaques	Caloduc	Echangeur rotatif
Nécessité de placer les conduits d'air côte-à-côte	oui, de préférence	non	oui	oui	oui
Possibilité d'échange de masse	oui	non	non	non	oui
Existence de pièces en mouvement	oui (clapets)	oui	non	non	oui
Rendement en chaleur sensible	fonction de la fraction recyclée	40 - 50 %	50 - 60 %	40 - 60 %	60 - 80 %
Encombrement spécifique en m <sup>3</sup> pour 10000 m <sup>3</sup> /h	0,5 - 0,8	0,8 - 1,4	2 - 3	0,8 - 1,4	1,0 - 1,8
Danger de gel	oui	oui	oui	oui	non
Mélange entre l'air neuf et l'air vicié	oui	non	non	non	oui
Perte de charge type en Pa		200 - 900	100 - 250	50 - 150	75 - 500

De plus, dans le cadre de l'élaboration d'un projet, il sera nécessaire d'avoir à l'esprit que :

- Pour une optimisation de l'échange, les fluides passeront à contre-courant dans l'échangeur.
- La filtration de l'air neuf et de l'air rejeté en amont du récupérateur est impérative pour éviter un encrassement rapide des échangeurs et l'entretien régulier de ceux-ci devra être programmé.
- La condensation de l'eau contenue dans l'air rejeté, lorsque le point de rosée est atteint, accroît généralement le transfert de chaleur (faiblement sous nos climats) mais augmente les pertes de charge.
- La condensation entraîne de plus un risque de givre pour les températures négatives de l'air neuf.
- Un bac de récolte et d'évacuation des condensats est à prévoir sur l'air rejeté
- Les systèmes statiques présentent en principe une sécurité de fonctionnement plus grande que les systèmes dynamiques avec circulateur ou moteur.
- La présence d'un récupérateur permet généralement de sous dimensionner le reste de l'installation
- Il peut être intéressant de prévoir une possibilité d'isolement du récupérateur pour intervention en cas de panne
- Un fonctionnement réversible hiver - été est généralement possible mais son intérêt reste limité dans nos régions.
- Un système de régulation si possible modulant sera généralement nécessaire.

Reprenons ci-après les différentes questions auxquelles il est nécessaire de répondre pour sélectionner un équipement de récupération de chaleur.

Le «responsable énergie» se fera aider des fournisseurs et/ou d'un bureau d'étude afin de répondre à ces questions.

■ **Au niveau des principes de conception :**

- Est-ce que le mélange d'air recyclé est possible ?
- Y a-t-il de la chaleur perdue à disposition ?
- Est-il nécessaire de prévoir une sécurité absolue contre la contamination ?
- Est-ce qu'une autre récupération que la chaleur est possible ou souhaitable ?(froid, humidité)

■ **Au niveau technique :**

- Les gaines d'air neuf et d'air vicié peuvent-elles être rassemblées ?
- La place nécessaire pour le récupérateur est-elle existante ?
- Quelles sont les modifications de l'installation existante à prévoir ?
- Existe-t-il un accès facile au récupérateur pour l'entretien et le nettoyage ?
- Y a-t-il des situations spécifiques de montage à considérer ?
- Y a-t-il des matériaux spécifiques de construction requis ?
- Faut-il prévoir une protection spéciale contre la corrosion ?
- Quelle disposition faut-il prendre pour éviter le gel ?
- Quelles seront les conditions de fonctionnement en phase de démarrage ?
- Quelles seront les mesures à prendre en cas de panne ?
- Faut-il prévoir un by-pass côté air (surtout pour le gel)?

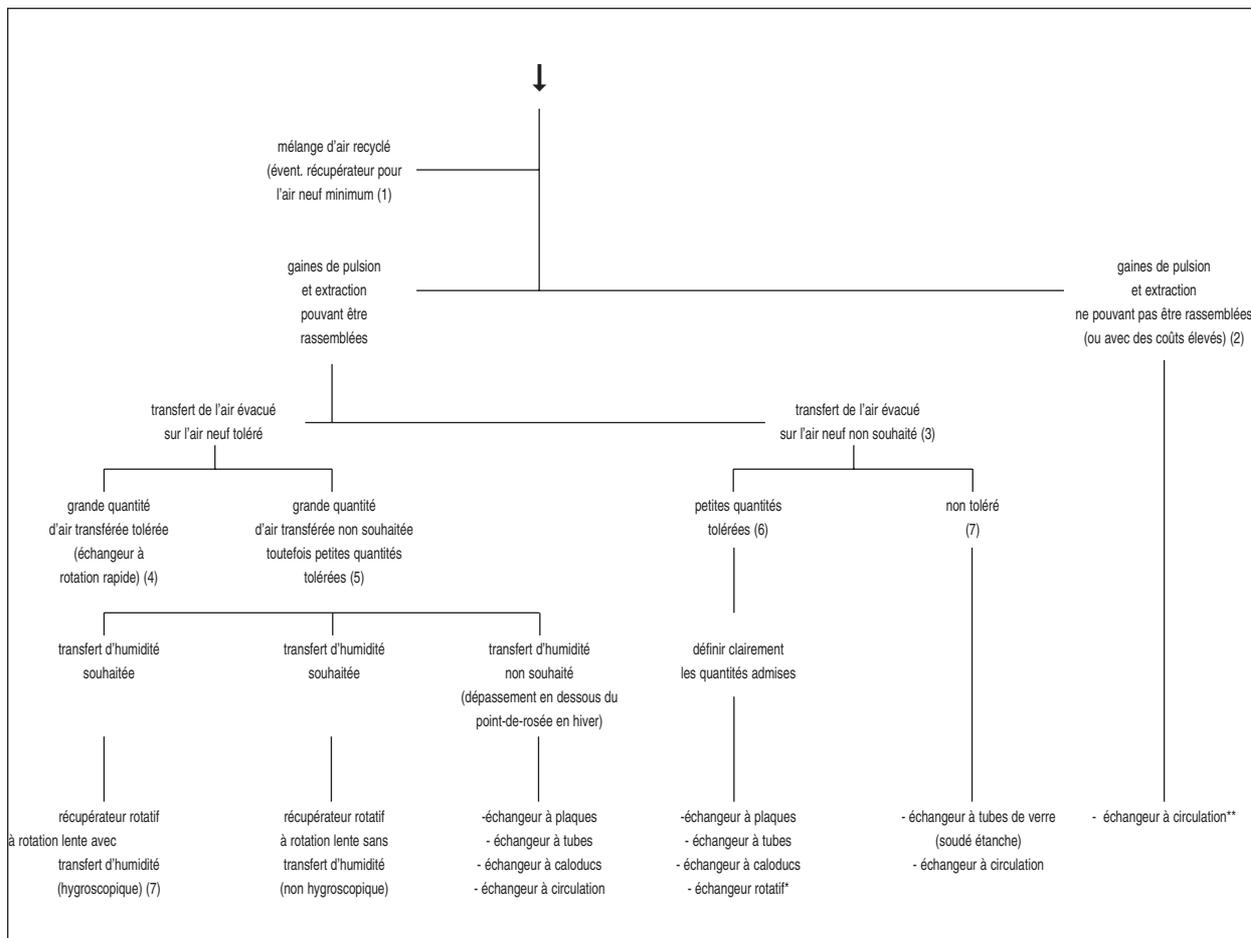
■ **Au niveau du mode de fonctionnement :**

- Quels sont les états de l'air évacué, de l'air neuf et éventuellement de l'air recyclé ?
- Quels sont les temps de fonctionnement de l'installation (moment et durée) ?
- Les volumes d'air sont-ils constants ou variables ?
- Quelle est la température de pulsion maximum admissible après le récupérateur ?

Autant de questions et de réponses qui orienteront le choix final du récupérateur.

L'ordinogramme qui suit, basé sur les questions de principe de conception ci-avant, donne un premier canevas de solution.

## ■ Critères pour la sélection grossière d'un système



(\*) récupérateur rotatif à rotation lente avec raccordement adéquat du ventilateur

(\*\*) échangeur à circulation : prévoir une couche de protection sur l'échangeur de l'air évacué si celui-ci est agressif

- (1) Motif: mélange d'air recyclé, pas de système de récup. de chaleur, cependant la façon la plus fonctionnelle d'économiser de l'énergie
- (2) Motif: données de construction :
- distance entre les gaines d'air neuf et air évacué
  - place nécessaire et coûts pour le rassemblement des gaines d'air neuf et d'air évacué (principalement par des quantités d'air importantes)
- (3) Motif: toute sorte d'air évacué contaminé
- (4) Motif: échangeur à rotation rapide utilisable uniquement pour des petits débits d'air,
- (5) Motif: quantité minimale d'air neuf par personne
- (6) Motif: air évacué non dangereux et peu chargé d'odeurs
- (7) Motif: air évacué chargé d'odeurs, contaminé, radioactif ou agressif. Pour des raisons de sécurité, séparation complète des gaines d'air neuf et d'air évacué. Également pour des raisons de panne (dommages de gel ou montage, vibrations, vieillissement des masses d'étanchéité, déformation des matières plastiques)

# LA RENTABILITÉ DU PLACEMENT D'UN RÉCUPÉRATEUR

## ■ Quel est le temps de retour financier du placement d'un récupérateur ?

Il est rentable lors du placement d'une nouvelle installation ou d'une rénovation lourde, mais difficile à amortir financièrement sur une installation existante.

La rentabilité du récupérateur résulte de la comparaison entre «le bénéfice» :

- **coût de l'énergie** récupérée,

et «les dépenses» :

- **dépenses de capital** pour l'achat et le placement des échangeurs, pompes, ventilateurs, ...
- **frais d'exploitation** en consommation d'énergie des pompes, ventilateurs et accessoires
- **coûts d'entretien** des équipements

La **rentabilité** de l'investissement en récupération de chaleur est déterminée par le PAY BACK TIME qui représente le temps nécessaire pour récupérer, par les économies, l'investissement initial.

$$\text{PTB (années)} = \frac{\text{Investissement (BEF)}}{\text{Economie d'énergie annuelle (BEF/an)}}$$

En général, on considère que si le PBT est inférieur à 2 ou 3 ans, la rentabilité est très bonne à bonne ; de 3 à 5 ans, bonne à acceptable. Au delà de 5 ans, peu d'entreprises acceptent d'investir.

Le point délicat dans le calcul de la rentabilité sera l'estimation correcte de l'économie d'énergie que l'on peut atteindre. Celle-ci étant en pratique dépendante des conditions de fonctionnement essentiellement variable de la ventilation

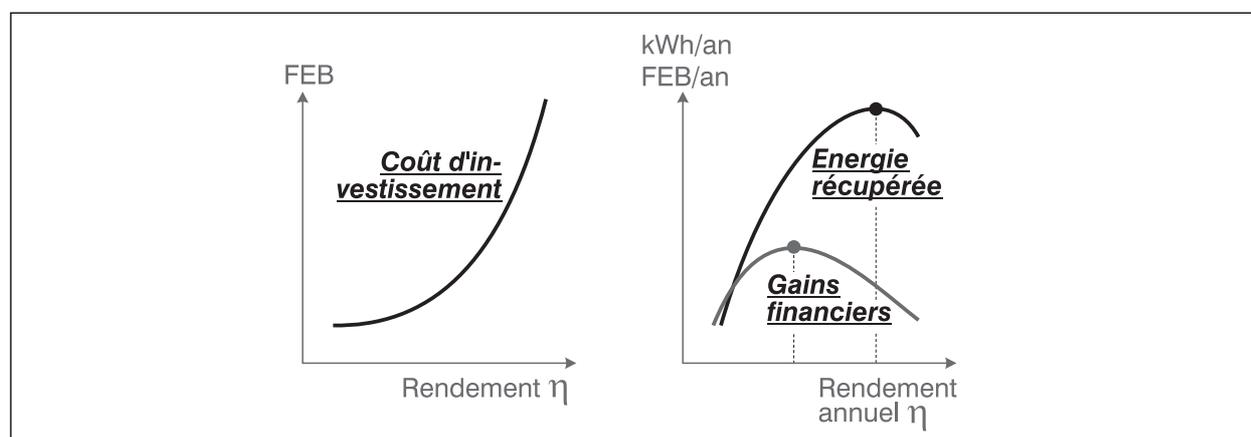
L'**optimisation** consiste à rechercher, parmi plusieurs solutions techniques, la sélection de l'équipement présentant le PBT le plus court et donc le coût total minimum.

L'optimum peut être déterminé selon les deux critères suivants :

- énergie nette maximale récupérée, qui est l'énergie totale récupérée moins les consommations en énergie du récupérateur (accessoires, accroissement de puissance ventilateur) ;
- gain financier maximum, le système est alors optimisé par rapport au gain financier pendant la durée de vie estimée de l'équipement (10 ans).

Le gestionnaire de l'installation sera évidemment intéressé par une optimisation sur le gain financier.

En fait, l'optimisation se réalisera entre un nombre limité de solutions : différents modèles d'un même type et différents types de récupérateurs compatibles avec l'application concernée (les critères technologiques ayant déjà permis une première sélection).



- D'une manière générale, plus le débit d'air évacué est important et plus le temps de fonctionnement est élevé, plus la rentabilité est possible à court terme.

Envisageons ici un exemple de calcul de rentabilité:

Soit une installation de ventilation assurant un débit de 10000 m<sup>3</sup>/h et fonctionnant en tout air neuf 10 h par jour (de 8 h à 18 h), 5 jours par semaine et 35 semaines par saison de chauffe, soit 1750 h. L'air est pulsé et repris à 22°C (c'est ici une hypothèse simplificatrice).

### > PUISSANCE

La puissance thermique maximale nécessaire de l'installation de base est de :

$$10.000 \times 0,34 \times (22 - (-10)) / 1000 = 108,8 \text{ kW}$$

La puissance électrique des ventilateurs GP et GE de l'installation de base est de :

(par ex.) 4 kW

Soit un récupérateur dont le rendement de récupération est de 50 % (batteries à eau glycolée)

Cela implique une puissance récupérée de 54,4 kW

Le placement du récupérateur entraîne une augmentation des pertes de charge

Puissance électrique des ventilateurs GP et GE avec récupérateur = 5,7 kW

Ainsi qu'une consommation électrique d'auxiliaire

Puissance de la pompe de circulation = 0,3 kW

### > ENERGIE

La consommation annuelle d'énergie sera calculée sur base d'une température extérieure moyenne de jour de 8°C et d'un temps de fonctionnement de 1750 heures (10h/jour - 5jours/sem. - 35 sem./an)

Facteur de température :	$(22 - 8) / (22 - (-10)) = 0.44$
sans récupérateur	$108,8 \times 0.44 \times 1750 = 83.776 \text{ kWh/an}$
Energie économisée en chaudière ( /0,8 )	$= 104.720 \text{ kWh/an}$
conversion en équivalent combustible ( /10 kWh/litre )	$= 10.472 \text{ l/an}$
économie avec récupérateur 50 %	$= 5.236 \text{ l/an}$
soit à 8,-BEF/litre	$= 41.888 \text{ ,-BEF/an}$
(soit à 10,-BEF/litre	$= 52.360 \text{ ,-BEF/an}$ )

Le supplément de consommation électrique sera

$5.7 + 0.3 - 4 = 2 \text{ kW} \times 1750 \text{ h}$	$= 3.500 \text{ kWh/an}$
soit à 4.5 BEF/kWh (consommation de jour)	$= 15.750 \text{ ,-BEF/an}$

<b>L'économie annuelle réelle est donc de</b>	$41.888 - 15.750 = \mathbf{26.138 \text{ ,-BEF}}$
	$(52.360 - 15.750 = \mathbf{36.610 \text{ ,-BEF}})$

**> COUT**

Coût de l'installation de ventilation et de récupération.

	sans récupérateur	avec récupérateur
Prix chaudière (estimation)	720.000,-BEF	600.000,-BEF
Prix du récupérateur complet y compris placement		250.000,-BEF
<b>Total</b>		<b>850.000,-BEF</b>

*Surcoût récupérateur dans une nouvelle installation 850.000 - 720.000 = 130.000,- BEF*  
*Un gain supplémentaire est réalisé dans ce cas grâce au sous-dimensionnement de l'installation de chauffage*

Temps de retour simple ou durée d'amortissement du récupérateur :

installation existante :	250.000 / 26.138	= 9,6 années
	(250.000 / 36.610)	= 6,8 années)
installation neuve :	130.000 / 26.138	= 5,0 années
	(130.000 / 36.610)	= 3,6 années)

On observe que

- la possibilité de réduire la puissance de l'installation de chauffage installée apporte un gain supplémentaire
- la rentabilité pour l'installation existante est limitée et qu'elle est bonne en ce qui concerne l'installation neuve,
- la rentabilité est très dépendante du prix de revient du kWh thermique (l'hypothèse en italique correspond à un prix de revient du fuel plus élevé ou à une installation au gaz riche à 10 frs/m<sup>3</sup>).

**Remarque :**

le même calcul effectué avec une installation neuve fonctionnant 24h/24 durant les 35 semaines de la saison de chauffe donnerait un temps de retour de 1,2 année (0,9 année).

En vue de comparer les différents systèmes de récupération, nous avons développé dans les chapitres ci-dessus le calcul du rendement de l'installation pour chacun des différents systèmes de récupération.

Il s'agit d'une installation de traitement d'air d'un immeuble de bureaux, fonctionnant en tout air neuf, 10 heures/jour, 5 jours/semaine.

Les groupes de pulsion et d'extraction sont de même débit : 21.000 m<sup>3</sup>/h.

Récapitulons ici les puissances récupérées et, sur base de l'investissement à consentir, estimons le temps de retour de l'opération.

#### Hypothèses de calcul :

- le principe du calcul est identique à celui détaillé ci-dessus
- les récupérateurs sont choisis dans leur variante de qualité supérieure
- pas de récupération en été
- les frais de maintenance ne sont pas inclus
- prix du kWh électrique: 4,5 Fr/kWh (kWh de jour, avec intégration du coup de la pointe de puissance)
- prix du fuel : 8 Fr/litre
- rendement saisonnier installation de chauffage : 0,8 (installation nouvelle)

	Puiss. récup. (kW)	Energie économ. chaud. (kWh)	Puiss. élec. suppl. (kW)	Econom. combust. (Frs)	Coût élec. suppl. (Frs)	Prix récup. (Frs)	Retour invest. exist. (ans)	Econom. chaud. (Frs)	Retour invest. nouv. (ans)
<b>Glycol</b>	96,3	92.140	4,41	73.713	34.650	330.000	<b>8,4</b>	45.000	<b>7,3</b>
<b>Plaques</b>	167,4	160.240	4,63	128.196	36.461	570.000	<b>6,2</b>	80.000	<b>5,3</b>
<b>Caloduc</b>	136,7	130.867	3,5	104.694	27.563	445.000	<b>5,8</b>	60.000	<b>5,0</b>
<b>Roue</b>	251,1	240.368	2,65	192.294	20.869	730.000	<b>4,3</b>	120.000	<b>3,6</b>

Un tel bilan met en évidence la rentabilité de la roue, suite à la récupération directe de la chaleur latente.

Mais cette conclusion ne doit pas être prise au pied de la lettre ! En effet, voici l'analyse énergétique réalisée sur une installation 4 fois plus petite : un débit de 5.000 m<sup>3</sup>/h.

	Puiss. récup. (kW)	Energie économ. chaud. (kWh)	Puiss. élec. suppl. (kW)	Econom. combust. (Frs)	Coût élec. suppl. (Frs)	Prix récup. (Frs)	Retour invest. exist. (ans)	Econom. chaud. (Frs)	Retour invest. nouv. (ans)
<b>Glycol</b>	25,1	23.974	1,26	19.179	9.923	155.000	<b>16,7</b>	10.000	<b>15,6</b>
<b>Plaques</b>	28,7	27.505	1,03	22.004	8.111	100.000	<b>7,2</b>	10.000	<b>6,5</b>
<b>Caloduc</b>	31,6	30.252	0,93	24.201	7.324	150.000	<b>8,9</b>	15.000	<b>8,0</b>
<b>Roue</b>	56,6	54.168	0,86	43.334	6.773	570.000	<b>15,6</b>	25.000	<b>14,9</b>

Cette fois, malgré son gain en énergie double par rapport aux autres systèmes, la roue présente un prix d'investissement trop élevé (elle est prise ici dans sa configuration la plus chère). Pour les faibles débits, ce sont les échangeurs à plaques qui sont les plus rentables.

Ces différents exemples montrent l'intérêt de solliciter une analyse détaillée par le bureau d'études chargé du calcul de l'installation de climatisation.

# LA MAINTENANCE DU SYSTÈME

## LE PROGRAMME DE MAINTENANCE

La maintenance du système de récupération de chaleur est un point important qui contribue à atteindre les gains d'énergie annoncés sur la durée de vie de l'équipement.

Tableau 3 - Points à contrôler

	Recyclage	▼					
	Echangeur à boucle d'eau		▼				
	Echangeur à plaques			▼			
	Caloducs				▼		
	Echangeur rotatifs					▼	
1	Etat des surfaces d'échange (nettoyage régulier)	X	X	X	X	X	X
2	Contrôle des éventuelles fuites d'air						
	fuites externes	X	X	X	X	X	X
	fuites internes			X	X	X	
	fuites par turbulences						X
	fuites au niveau du clapet de by-pass	X		X	X	X	
3	Contrôle de la régulation						
	régulation à bascule					X	
	régulation de la vitesse de rotation						X
	régulation sur le circuit caloporteur		X				
	régulation du/des clapets de by-pass	X		X	X	X	
	régulation antigel	X	X	X	X	X	
4	Contrôle du fluide caloporteur						
	contrôle de la teneur en antigel (glycol)		X				
	contrôle du remplissage du circuit		X		X		
	contrôle du débit		X				
	contrôle de la purge		X				

Pour s'assurer du maintien des performances de la récupération, il y aura lieu de prévoir un contrôle régulier du fonctionnement, par mesure des températures entrée - sortie du récupérateur et comparaison avec les performances annoncées par le constructeur dans la notice technique.

Le contrôle de l'état de propreté de l'équipement de récupération est primordial. En effet, l'encrassement des surfaces d'échanges aura deux conséquences néfastes sur la récupération : la réduction du coefficient d'échange de chaleur et la réduction des débits d'air. C'est dans ce but qu'un filtre doit être placé sur l'extraction, en supplément de celui déjà existant sur la pulsion. Filtres dont l'entretien est à assurer.

Le contrôle du vieillissement (présence de points de corrosion, présence de fuites) sera prévu annuellement ou lorsqu'une dérive de fonctionnement est constatée.

Les réparations éventuelles seront réalisées le plus rapidement possible

# LES CONCLUSIONS

## ■ Installations existantes :

Vu le coût actuel relativement bas de l'énergie et les coûts élevés d'achat et de placement d'un récupérateur, la rentabilité à court terme du placement d'un récupérateur dans une installation existante est difficile, sauf

- pour des **débits élevés** (+ de 20.000 m<sup>3</sup>/h),
- pour un **usage permanent** de l'installation de ventilation (hôpitaux),
- pour des **besoins thermiques élevés** (piscines),
- lorsqu'une **source de chaleur particulière** est disponible (process industriel).

## ■ Nouvelles installations :

Dans une nouvelle installation, le recyclage partiel de l'air vicié est sans conteste la solution la plus économique. Si, pour des raisons hygiéniques ou autres, le recyclage n'est pas possible, **la récupération doit faire partie intégrante du projet.**

Dans la mesure où cette récupération fait partie de la conception initiale, la puissance de l'installation de chauffage sera réduite et le **surcoût initial** sera **rapidement amorti**. Notamment, les échangeurs à plaques (petits débits d'air) et les échangeurs rotatifs (grands débits) permettent des gains d'énergie importants, avec une bonne rentabilité.

## ■ Nouvelles exigences de confort hygiénique :

Le recyclage de l'air est sans conteste la technique la plus rentable en matière de récupération de la chaleur de l'air. Cependant, les attentes toujours plus exigeantes en ventilation et en qualité d'air entraînent des débits d'air neuf en hausse et parfois la décision d'abandonner le recyclage de l'air. Dans cette optique, la récupération sans recyclage offre un intérêt grandissant et propose une récupération sans contact entre air neuf et air vicié, donc sans contamination possible.

## ■ Une analyse détaillée du récupérateur et de son dimensionnement :

La conception actuelle d'un système de récupération de chaleur s'effectue en optimisant les économies d'énergie nettes réalisables plutôt qu'en maximisant l'efficacité du récupérateur aux conditions extrêmes. Cette optimisation doit être exigée auprès du bureau d'études ou du fournisseur lors de l'acquisition d'une installation de conditionnement d'air.

## ■ Une rentabilité écologique certaine :

L'air chaud qui s'échappe d'une conduite d'extraction et qui se diffuse dans l'atmosphère est un symbole qui choque tout esprit soucieux de préserver l'environnement... Même si un récupérateur n'est pas toujours rentable dans le sens des financiers qui exigent un retour de 3 ans, **en aucun cas** un récupérateur ne représente une dépense, puisqu'il se récupère toujours sur sa durée de vie par les économies d'énergie générées. Investissons donc dans la technologie plutôt que dans le combustible...

De plus, quel est le financier qui s'engagerait sur le prix de l'énergie dans 20 ans ? Pour une nouvelle installation, le placement d'un récupérateur représente un investissement raisonnable.

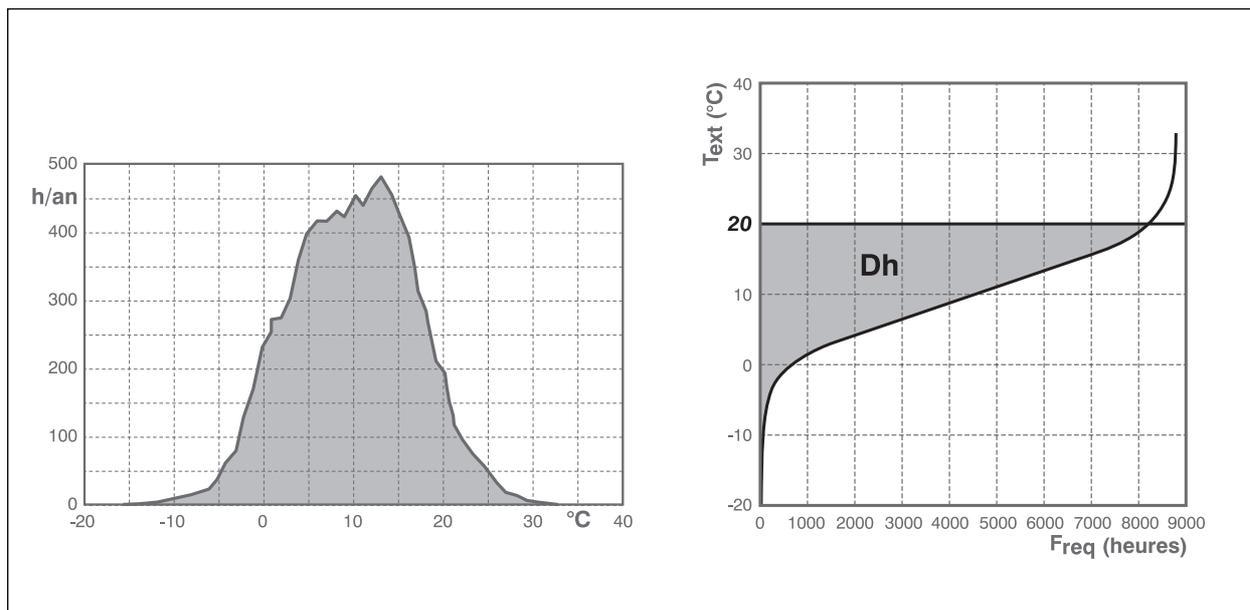
# BIBLIOGRAPHIE

- CLAESSENS J.,  
**Efficacité énergétique en conditionnement d'air - Module V1,**  
Région wallonne, Namur, 1994
- DENUIT Ch.,  
**Etude économique de la récupération de chaleur en ventilation mécanique contrôlée,**  
TFE FSA Ulg, Liège, Juin 1978
- HENNAUT Ph.,  
**Récupérateur de chaleur sur l'air vicié en conditionnement d'air et en ventilation mécanique contrôlée,**  
TFE, FPMS Mons, Juin 1982
- IRVING S. J.,  
**Air to air heat recovery in ventilation,**  
AIVC Technical note 45, Air Infiltration and Ventilation Center, Warwick, UK, December 1994
- KOHONEN R., NYMAN M., MARJAMAKI P., IEA annex 10 -  
**System Simulation - Heat recovery device**
- LIDDAMENT M.,  
**A guide to energy efficient ventilation,**  
Technical guide, Air Infiltration and Ventilation Center, WARWICK, UK, March 1996
- PUBLICATION RAVEL ,  
**Installations de ventilation énergétiquement performantes,**  
Office fédéral suisse des questions conjoncturelles, 3003 Berne.
- RECKNAGEL ,  
**Manuel pratique du génie climatique,**  
3ème édition , 1995
- SICC,  
**Systèmes de récupération de chaleur,**  
Directives 89-1 F, Norme Suisse, Berne, SUISSE, Octobre 1994

## ANNEXE I > Données météorologiques

Les calculs présentés dans les annexes 1 et 2 peuvent aisément être implémentés dans un tableur.

Pour évaluer l'importance des gains énergétiques, il est utile de pouvoir visualiser l'évolution des températures tout au long de l'année. C'est l'intégration de cette évolution des températures (1ère figure) qui donne la courbe des fréquences cumulées (2ème figure).



Mais il est également possible de travailler sur base des températures extérieures mensuelles, tout particulièrement si la température d'extraction évolue tout au long de l'année.

Nous reprenons ci-contre les températures moyennes mensuelles, données toutes les trois heures, à Uccle et à Spa (extrait de « La température de l'air en Belgique », IRM, Miscellanea série B - n° 39, A.Bodeux). Les valeurs mensuelles moyennes de 8 à 18 heures montrent l'importance de bien définir la période de fonctionnement de la récupération.

Il est alors possible d'en déduire les DH, degrés-heures mensuels et annuels (voir leur utilisation dans le chapitre Diagnostic).

UCCLE	heure	J	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D	
	00 h	1,9	2,1	4,5	7,3	10,6	13,3	14,8	14,7	12,9	9,9	5,5	3,1	
	03 h	1,6	1,6	3,9	6,3	9,6	12,3	13,9	14,0	12,2	9,4	5,2	2,9	
	06 h	1,4	1,2	3,3	5,9	9,9	12,8	14,2	13,8	11,6	9,0	4,9	2,7	
	09 h	1,6	1,9	5,2	8,9	13,4	16,3	17,6	17,1	14,9	10,8	5,6	3,0	
	12 h	3,2	3,9	7,6	11,4	15,7	18,4	19,7	19,5	17,5	13,4	7,5	4,4	
	15 h	3,6	4,7	8,6	12,4	16,4	19,2	20,4	20,1	18,1	13,8	7,6	4,4	
	18 h	2,6	3,4	7,0	11,1	15,3	18,2	19,4	18,8	15,9	11,6	6,3	3,6	
	21 h	2,2	2,6	5,5	8,8	12,4	15,2	16,5	16,1	13,9	10,6	5,8	3,2	
														<b>année</b>
<b>Moyenne</b>	<b>24 h</b>	2,3	2,7	5,7	9,0	12,9	15,7	17,1	16,8	14,6	11,1	6,1	3,4	6,7
<b>Moyenne</b>	<b>8 h-18 h</b>	2,8	3,6	7,2	11,0	15,2	18,0	19,3	18,9	16,7	12,6	6,9	3,9	8,0
<b>Nbre h. mois</b>		744	672	744	720	744	720	744	744	720	744	720	744	
														<b>DH année</b>
<b>Dh du mois 16°</b>		10221	8954	7663	5031	2297	207	0	0	990	3674	7164	9365	55.566
<b>Dh du mois 18°</b>		11709	10298	9151	6471	3785	1647	698	921	2430	5162	8604	10853	71.728
<b>Dh du mois 20°</b>		13197	11642	10639	7911	5273	3087	2186	2409	3870	6650	10044	12341	89.248
<b>Dh du mois 22°</b>		14685	12986	12127	9351	6761	4527	3674	3897	5310	8138	11484	13829	106.768
<b>Dh du mois 24°</b>		16173	14330	13615	10791	8249	5967	5162	5385	6750	9626	12924	15317	124.288

Il en est de même pour Spa :

SPA	heure	J	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D	
	00 h	-0,6	-0,4	2,0	4,9	8,4	11,2	12,9	12,9	11,1	8,1	3,4	0,8	
	03 h	-0,8	-0,7	1,5	4,3	7,7	10,5	12,2	12,3	10,7	7,7	3,1	0,7	
	06 h	-0,9	-1,0	1,2	4,4	8,5	11,7	13,0	12,5	10,4	7,4	3,0	0,6	
	09 h	-0,7	-0,3	2,9	6,8	11,1	14,2	15,4	15,0	13,1	9,2	3,6	0,8	
	12 h	0,5	1,4	5,0	8,8	13,0	15,9	17,2	17,0	15,1	11,2	5,1	1,9	
	15 h	0,6	1,8	5,5	9,5	13,5	16,3	17,6	17,4	15,4	11,4	5,0	1,7	
	18 h	-0,2	0,4	3,7	8,0	12,3	15,3	16,7	15,9	12,9	8,9	3,8	1,0	
	21 h	-0,5	0,0	2,6	5,8	9,5	12,2	13,8	13,5	11,6	8,4	3,5	0,9	
														<b>année</b>
<b>Moyenne</b>	<b>24 h</b>	-0,3	0,2	3,1	6,6	10,5	13,4	14,9	12,5	9,0	3,8	3,8	1,1	
<b>Moyenne</b>	<b>8 h-18 h</b>	0,1	0,9	4,4	8,4	12,5	15,5	16,8	14,3	10,4	4,5	4,5	1,4	
<b>Nbre h. mois</b>		744	672	744	720	744	720	744	744	720	744	720	744	
														<b>DH année</b>
<b>Dh du mois 16°</b>		12146	10651	9635	6795	4092	1863	856	2576	5013	9068	8775	11123	82.592
<b>Dh du mois 18°</b>		13634	11995	11123	8235	5580	3303	2344	4064	6453	10556	10215	12611	100.112
<b>Dh du mois 20°</b>		15122	13339	12611	9675	7068	4743	3832	5552	7893	12044	11655	14099	117.632
<b>Dh du mois 22°</b>		16610	14683	14099	11115	8556	6183	5320	7040	9333	13532	13095	15587	135.152
<b>Dh du mois 24°</b>		18098	16027	15587	12555	10044	7623	6808	8528	10773	15020	14535	17075	152.672

## ANNEXE 2 > Exemple de calcul de récupération annuel

Considérons une installation dont le débit d'air extrait = 10000 m<sup>3</sup>/h et le débit d'air neuf = 10000 m<sup>3</sup>/h

Le calcul est réalisé pour Uccle.

La température de pulsion est de 16° ; la température d'extraction est 22°C .

Débit : 1000 m <sup>3</sup> /h • Jours/sem. : 7 • Heures/jour : 24 • Rend. Instant. : 70% • T° rejet : 22° • T° pulsion : 16°.													
	J	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D	
T° ext. (t1)	2,26	2,68	5,70	9,01	12,91	15,71	17,06	16,76	14,63	11,06	6,05	3,41	
T° sortie réc (t2) théor.	16,1	16,2	17,1	18,1	19,3	20,1	20,5	20,4	19,8	18,7	17,2	16,4	
T° sortie réc (t2) prat.	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	
Sortie air vicié (t4)	8,18	8,47	10,59	12,91	15,64	17,60	18,54	18,33	16,84	14,34	10,84	8,99	
												<b>Total annuel</b>	
Puissance réc.	4,6	4,4	3,4	2,3	1,0	0,1	0,0	0,0	0,5	1,6	3,3	4,2	
Energie réc.	3 407	2 985	2 554	1 677	766	69	0	0	330	1 225	2 388	3 122	<b>18 522 kWh</b>
Puissance réc.max	6,6	6,4	5,4	4,3	3,0	2,1	1,6	1,7	2,5	3,6	5,3	6,2	
Energie réc.max	4 895	4 329	4 042	3 117	2 254	1 509	1 225	1 299	1 770	2 713	3 828	4 610	<b>35 589 kWh</b>

Ce calcul met bien en évidence le fait que le récupérateur est ici mal utilisé. La température potentielle de sortie du récupérateur est toujours supérieure à 16°C. Aussi la régulation devra en permanence moduler la puissance. De là, malgré un rendement instantané de (70%), l'efficacité nette annuelle est de 52%.

En réalisant ce calcul pour différentes valeurs d'efficacité et de température de pulsion, on obtient les résultats suivants :

TABLEAU Efficacité nette annuelle										
T° rejet : 22°C	Marche 10h/jour					Marche permanente				
Rend. instant.	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80
T° pulsion										
16°	0,28	0,35	0,42	0,45	0,45	0,33	0,40	0,47	0,52	0,52
17°	0,32	0,40	0,47	0,53	0,55	0,36	0,44	0,51	0,57	0,59
18°	0,36	0,44	0,52	0,59	0,64	0,39	0,47	0,55	0,62	0,67
19°	0,38	0,47	0,56	0,64	0,71	0,40	0,49	0,58	0,66	0,73
20°	0,40	0,50	0,59	0,68	0,76	0,40	0,50	0,60	0,69	0,78
21°	0,40	0,50	0,60	0,70	0,79	0,40	0,50	0,60	0,7	0,8
22°	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,40	0,50	0,60	0,7	0,8

On peut en déduire l'énergie récupérée :  $E_{\text{rec}} = E_{\text{max}} \times \text{Eff}_{\text{net}}$

Il est par ailleurs possible de réaliser un tel bilan en modifiant, mois par mois, les paramètres de fonctionnement du récupérateur.  
Ci-dessous un exemple dans lequel la température d'extraction augmente en été tandis que la température de pulsion diminue :

Débit : 1000 m <sup>3</sup> /h • Jours/sem. : 5 • Heures/jour : 10 • Rend. Instant. : 60 %													
	J	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D	
T° rejet	22	22	22	22	23	24	24	23	22	22	22	22	
T° pulsion	26	25	24	22	18	16	16	18	22	24	25	26	
T° ext. (t1)	2,7	3,3	6,8	10,5	14,7	17,5	18,8	18,4	16,3	12,2	6,7	3,8	
T° sortie réc (t2) théor.	14,3	14,5	15,9	17,4	19,7	21,4	21,9	21,2	19,7	18,1	15,9	14,7	
T° sortie réc (t2) prat.	14,3	14,5	15,9	17,4	18,0	16,0	16,0	18,0	19,7	18,1	15,9	14,7	
												<b>Total annuel</b>	
Puissance réc.	3,9	3,7	3,0	2,3	1,1	0,0	0,0	0,0	1,1	2,0	3,1	3,6	
Energie réc.	857	749	674	494	244	0	0	0	245	432	657	806	<b>5 159 kWh</b>
Puissance réc.max.	6,4	6,2	5,1	3,8	2,8	2,2	1,7	1,5	1,9	3,3	5,1	6,1	
Energie réc.max.	1 428	1 248	1 124	824	613	463	384	338	409	721	1 095	1 344	<b>9 990 kWh</b>

Pour information, les résultats sont obtenus sur base des formules suivantes :

$$T^{\circ} \text{ sortie réc théor.} = T_{\text{ext}} + (T^{\circ} \text{ rejet} - T^{\circ} \text{ ext}) \times \varepsilon_1$$

$$T^{\circ} \text{ sortie réc prat.} = T^{\circ} \text{ sortie réc théor dans la limite des températures de pulsion admissibles}$$

$$\text{Puissance}_{\text{réc}} = \text{débit} \times 1,2 \times 1/3600 \times (T^{\circ} \text{ sortie réc prat.} - T^{\circ} \text{ ext})$$

$$\text{Puissance}_{\text{réc.max}} = \text{débit} \times 1,2 \times 1/3600 \times (T^{\circ} \text{ rejet} - T^{\circ} \text{ ext})$$

$$\text{Energie} = \text{Puissance} \times \text{temps}$$

Remarque : dans cette annexe, il n'est pas tenu compte d'une éventuelle récupération de frigories en été, mais rien n'empêcherait le lecteur d'introduire cette donnée dans les calculs ci-dessus !

## Déjà parus dans la même collection :

### Fascicules techniques

- Guide au dimensionnement des appareils de production d'eau chaude sanitaire
- Comment réagir à une situation d'urgence ?
- La surveillance des cuves à combustibles liquide enfouies dans le sol
- Comptabilité énergétique. Pourquoi ? Comment ?
- La signature énergétique. Interprétation
- La télégestion des petites chaufferies décentralisées
- Motiver à l'utilisation rationnelle de l'énergie
- Choisir une protection solaire
- Climatiser un local
- Les récupérateurs de chaleur
- Rénovation de l'éclairage
- Bureautique et énergie
- Gestion de la pointe quart horaire
- L'adaptation des pompes et des ventilateurs aux besoins
- Le réglage des courbes de chauffe
- La régulation du chauffage dans les établissements scolaires
- L'éclairage dans les écoles
- L'audit énergétique d'un établissement scolaire
- La régulation des installations frigorifiques de climatisation
- La ventilation à la demande

### Fiches technico-commerciales

- Mesure de la consommation du fuel
- Types de vitrages
- Types de châssis

### Etudes de cas

- Rénovation de chaufferie à la communauté scolaire Saint Benoît à Habay-la-Neuve
- Isolation thermique des toitures inclinées : cas de l'IATA
- Isolation thermique et étanchéité d'une toiture plate
- L'implication des occupants dans la gestion énergétique : un défi de taille !
- L'URE dans les hopitaux : 4 exemples
- Le cadastre énergétique des bâtiments, un outil pour définir les priorités d'intervention
- Plus qu'un pari sur les hommes de bonne volonté : le responsable énergie

### Auteur :

Jean-Claude Marbaix  
Institut Supérieur Industriel  
HERB-ISICH  
22, avenue de l'hôpital - 7000 Mons  
Tél. : 065/31.73.67

### Réalisation :

Architecture et Climat (UCL)  
Place du Levant, 1 - 1348 Louvain-la-Neuve  
Tél. : 010/47.21.42

### Editeur responsable :

Ministère de la Région Wallonne  
DGTRE - Service de l'Énergie  
Avenue Prince de Liège, 7 - 5100 Jambes  
Tél. : 081/32.12.11

© 1997, Ministère de la Région Wallonne

Dépôt Légal : D/1998/5322/24.

Reproduction autorisée moyennant indication de la source.

Le Ministère de la Région Wallonne peut vous aider à mener à bien une politique URE dans votre institution via des formations, des conseils méthodologiques et techniques sur le terrain, des subsides à l'investissement URE.  
Renseignements au 081/32.12.11

