

Traitement de l'air et climatisation

Aspects thermiques et mécaniques

par **André BAILLY**
Directeur du laboratoire de la Compagnie Industrielle d'Applications Thermiques (CIAT)

Michel CLERC-RENAUD
Ingénieur de l'Institut national des sciences appliquées de Lyon
Conseiller technique CIAT

Emmanuel RUTMAN
Ingénieur de l'École catholique d'arts et métiers de Lyon
Responsable de l'équipe Confort du laboratoire CIAT

et **Claude TERNANT**
Ingénieur de l'École des hautes études industrielles de Lille (HEI)
Ancien responsable du département Assistance technique de CIAT

1. Aspects thermiques	BE 9 272 - 3
1.1 Calcul du débit d'air.....	— 3
1.2 Droite de pente du local	— 4
1.3 Mélange	— 4
1.4 Chauffage.....	— 10
1.5 Refroidissement et déshumidification	— 11
1.6 Humidification	— 15
2. Aspects mécaniques	— 16
2.1 Filtration.....	— 16
2.2 Mise en mouvement.....	— 19
Pour en savoir plus	Doc. BE 9 274

Dans un système de conditionnement d'air, la partie la plus délicate à sélectionner est la centrale de traitement d'air.

Les articles BE 9 270 et BE 9 271 ont mis en valeur que sa composition dépend de la destination du local (confort retenu, utilisation...).

La sélection de la centrale de traitement d'air dépend du bilan thermique mais aussi de sa composition et de la destination du local. En reprenant chaque composant, les calculs ou éléments nécessaires pour obtenir une sélection de la part du constructeur sont développés. Pour les aspects thermiques, les calculs permettent de déterminer l'évolution de l'air sur le diagramme de l'air humide. Les aspects mécaniques concernent les sélections des éléments qui font subir un traitement à l'air n'apparaissant pas sur le diagramme de l'air humide.

Ce document fait partie d'un ensemble de quatre articles sur le traitement d'air :

- [BE 9 270] *Traitement de l'air et climatisation. Généralités.*
- [BE 9 271] *Traitement de l'air et climatisation. Les composants et leurs fonctions.*
- [BE 9 272] *Traitement de l'air et climatisation. Aspects thermiques et mécaniques.*
- [BE 9 273] *Traitement de l'air et climatisation. Aspects acoustiques et physico-chimiques complétés par un fascicule de documentation*

[Doc. BE 9 274] *Traitement de l'air et climatisation. Pour en savoir plus.*

Notations et symboles		
Symbole	Unité	Définitions
A	m^2 Sabine	surface totale d'absorption sonore d'un local
c	m/s	vitesse de propagation d'une onde acoustique
C_{am}	ppm	concentration de particules en amont d'un filtre
C_{av}	ppm	concentration de particules en aval d'un filtre
CE		coefficient d'épuration d'un filtre
c_p	kJ/kg AS/K	capacité thermique massique de l'air sec (AS)
d	m	distance entre deux points
D	m	diamètre de la gaine circulaire ou diamètre équivalent d'une gaine rectangulaire de côtés a et b égal à $\frac{2ab}{a+b}$
DF		facteur de décontamination en filtration
E		efficacité d'un filtre ou d'une batterie froide
f	Hz	fréquence d'une onde sonore
HR	%	valeur de l'humidité relative de l'air humide (suit l'unité %)
K		coefficient pour le calcul du niveau sonore en décibels (1 pour le calcul de la puissance, 2 pour la pression)
L	kJ/kg d'eau	chaleur latente de vaporisation de l'eau
L_I	dB	niveau d'intensité sonore
L_p	dB	niveau de pression sonore
L_W	dB	niveau de puissance sonore
M	Pa ou W	valeur du niveau sonore mesuré (puissance ou pression)
M_0	Pa ou W	valeur du niveau sonore de référence (puissance ou pression)
N	tr/min	vitesse de rotation d'un ventilateur
p	Pa	pression d'air
P	W	puissance échangée par une batterie
\mathcal{P}		pénétration ou perméance d'un filtre
\mathcal{P}	m	périmètre d'une gaine
P_a	W	puissance sur l'arbre d'un ventilateur
P_{abs}	W	puissance absorbée par un moteur
P_C	W	puissance calorifique d'une batterie de chauffage
P_F	W	puissance frigorifique d'une batterie froide
P_L	W	puissance d'apport ou de déperditions en chaleur latente d'un local
P_{mot}	W	puissance mécanique sur l'arbre d'un moteur

Notations et symboles		
Symbole	Unité	Définitions
P_s	W	puissance d'apport ou de déperditions en chaleur sensible d'un local
P_u	W	puissance aéraulique utile d'un ventilateur
q		facteur de directivité d'une source sonore
q'	kJ/kg AS	enthalpie de l'air humide
Q	kg/s	débit massique d'un air sec
Q_e	kg/s	débit d'eau évaporée dans l'air correspondant à la puissance latente
Q_m	kg/s	débit massique d'air dans le ventilateur
Q_V	m^3/s	débit volumique d'air dans le ventilateur
R	dB/m	réduction acoustique d'une gaine
S	m^2	section d'une gaine
t	$^{\circ}\text{C}$	température sèche de l'air humide
t	s	temps de référence
t_a	$^{\circ}\text{C}$	température ambiante
t_s	$^{\circ}\text{C}$	température de soufflage
w	kg/kg AS	humidité absolue de l'air humide
W	J	énergie
W_a	J	énergie fournie à l'arbre du ventilateur
W_{abs}	J	énergie absorbée par un moteur
W_m	J/kg	travail massique d'un ventilateur
W_{mot}	J	énergie fournie à l'arbre du moteur
W_u	J	énergie aéraulique utile
W_V	J/m^3	travail volumique d'un ventilateur
α		coefficient d'absorption sonore d'un matériau
γ	kJ/kg d'eau	valeur de la droite de pente du local
γ_b	kJ/kg d'eau	valeur de la droite de pente d'une batterie froide
ε	%	humidité relative de l'air
η_a		rendement aéraulique d'un ventilateur
η_G		rendement global d'un ventilateur
η_m		rendement d'un moteur
η_t		rendement de transmission d'un groupe moto-ventilateur
λ	m	longueur d'onde acoustique
ρ	kg/m^3	masse volumique de l'air
ρ		rendement d'un humidificateur adiabatique

1. Aspects thermiques

Remarques : la capacité thermique massique c_p de l'air dépend de sa température et de son humidité. La variation de la valeur de c_p est négligeable dans les conditions de température et humidité utilisées en conditionnement de l'air.

Nous utiliserons donc une valeur fixe.

Nous allons illustrer les aspects thermiques du traitement d'air par le cas d'un **laboratoire industriel** comprenant :

- des parois (murs, fenêtres, toit) donnant sur l'extérieur ;
- du personnel en période dite d'occupation (apports internes en chaleur sensible et chaleur latente) ;
- des apports internes en chaleur sensible (moteur...) pendant la période d'occupation ;
- des apports internes en chaleur sensible et chaleur latente par un bain-marie pouvant fonctionner en et hors occupation ;
- des apports internes en chaleur sensible et chaleur latente par des bacs Bunsen en période d'occupation.

Le débit d'air neuf demandé pour assurer un air correct en fonction des pollutions internes est de 0,63 kg/s.

Le tableau 1 donne les bilans thermiques en fonction de la saison et de l'occupation du local.

La figure 1 représente la composition de la centrale de traitement d'air nécessaire pour maintenir les conditions d'ambiance.

Nota : nous employons le terme « chaleur sensible » pour bien faire ressortir que la seule puissance de transmission de chaleur utilisée est celle qui correspond à une variation de température. Selon le même principe, nous emploierons le terme « chaleur latente » pour la transmission d'humidité.

1.1 Calcul du débit d'air

Le débit d'air se calcule à partir du bilan thermique en chaleur sensible et de la température de soufflage désirée.

$$Q = \frac{|P_s|}{|t_a - t_s| c_p}$$

avec Q débit massique de l'air (kg/s),

P_s charge de chaleur sensible ou puissance sensible (W),

t_a température ambiante (°C),

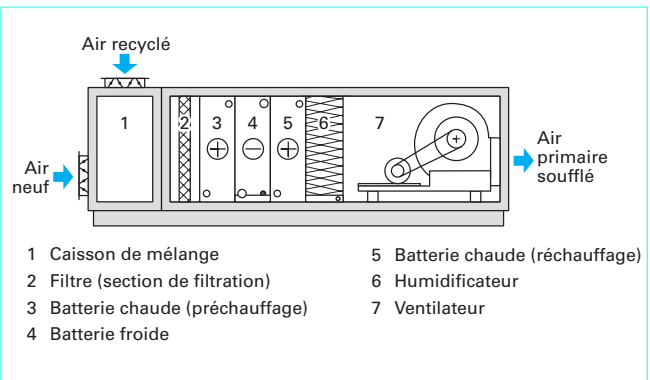


Figure 1 – Composition de la centrale de traitement d'air pour climatiser le laboratoire industriel

t_s température de soufflage (°C),

c_p capacité thermique massique de l'air sec (AS)
(1 005 J/kg AS/K).

Nota : la charge d'un local à traiter correspond à tous les apports et pertes en puissance (température, humidité par déperditions ou apports internes et externes).

La température de soufflage est fonction :

- de la température de l'air au niveau des occupants ;
- du type de bâtiment (hauteur sous plafond...) ;
- du mode de diffusion d'air ;
- de l'utilisation du bâtiment (atelier, magasin ou bureau...) ;
- de l'activité des occupants (position assise, debout ou couchée...) ;
- des exigences techniques en matière de précision (température, hygrométrie).

Exemple : à titre indicatif, pour des installations de type « confort » et des bâtiments de hauteur moyenne avec une diffusion d'air bien étudiée, les températures de soufflage se situent vers :

- 8 à 12 K au-dessous de l'ambiance, en été ;
- 10 à 20 K au-dessus de l'ambiance, en hiver.

Dans des cas particuliers comme les salles propres, le débit d'air peut être déterminé par le taux de brassage à respecter. Nous définissons le taux de brassage par la formule :

$$\text{Taux de brassage (volume/h)} = \frac{\text{Débit d'air (m}^3\text{/h)}}{\text{Volume du local (m}^3\text{)}}$$

Tableau 1 – Bilan thermique du laboratoire industriel pris comme exemple (1)

Période	Conditions extérieures	Conditions intérieures	Puissance sensible (W)	Puissance latente (W)	Puissance totale (W)
Été	32 °C, 40 % HR	25 °C, 50 % HR	12 670	1 875	14 545
Hiver en occupation	– 10 °C, 100 % HR	19 °C, 50 % HR	– 5 510	+ 1 535	– 3 975
Hiver hors occupation	– 10 °C, 100 % HR	19 °C, 50 % HR	– 11 030	+ 775	– 10 255

(1) Puissance sensible = gain ou perte en température.

Puissance latente = gain ou perte en humidité.

Les valeurs négatives correspondent à une perte de chaleur ou d'humidité (déperditions).

Les valeurs positives correspondent à un gain de chaleur ou d'humidité (apports internes).

Le bilan ne tient pas compte de l'air neuf. Il est traité directement par la centrale de traitement d'air.

Il n'y a pas d'abaissement de température hors occupation pour obtenir toujours une bonne précision des conditions d'ambiance.

Exemple : le débit d'air en été pour le laboratoire industriel dont les caractéristiques sont celles du tableau 1 avec une température de soufflage de 10 K au-dessous de l'ambiance est de :

$$\frac{12\,670}{1\,005 \times 10} = 1,26 \text{ kg/s}$$

Le volume spécifique aux conditions de soufflage (15 °C, 100 % HR environ) est de 0,83 m³/kg (cf. diagramme de l'air humide, article [BE 9 270]).

Le débit volumique est donc de : $1,26 \times 0,83 = 1,05 \text{ m}^3/\text{s}$.

Si nous gardons le même débit d'air en hiver, la température de soufflage en occupation serait de :

$$t_s = t_a + \frac{P_s}{c_p Q} = 19 + \frac{5\,510}{1\,005 \times 1,26} = 23,4 \text{ °C}$$

Cette valeur est trop basse. Il faut envisager, pour l'hiver, un débit d'air réduit, en prévoyant un moteur à deux vitesses pour le ventilateur.

Pour un moteur de 1 500 et 750 tr/min. le débit d'air est de 1,26 et 0,63 kg/s, car le débit varie dans la même proportion que la vitesse. La température de soufflage devient 27,7 °C. Cette valeur reste acceptable. Nous ne pouvons pas diminuer le débit car le débit d'air neuf demandé est de 0,63 kg/s. En hiver, la centrale de traitement d'air fonctionnera **en tout air neuf**.

En hors occupation, la température de soufflage devient :

$$t_s = 19 + \frac{11\,030}{1\,005 \times 0,63} = 36,4 \text{ °C}$$

Nota : les conditions de soufflage sont à 15 °C de température et proche de la saturation soit proche de 100 % HR (à ne pas confondre avec les conditions d'ambiance qui sont 25°C et 50°C HR). Nous prenons la valeur 100 % car nous ne connaissons pas à ce stade du calcul la valeur exacte qui va se situer entre 85 et 100 %. Néanmoins, l'erreur reste faible et inférieure à 1 %, donc négligeable.

Le volume spécifique est déterminé au soufflage donc au niveau du ventilateur. Le ventilateur déplace un volume d'air donné. Il sera à peu près constant quelle que soit la saison. Ce débit volumique et le volume spécifique déterminent le débit massique. Celui-ci reste constant sur toute l'installation (loi de conservation de la masse), par contre le débit volumique change.

1.2 Droite de pente du local

La totalité de la chaleur sensible et de la chaleur latente qui composent la charge thermique du local (charges internes + charges externes) doit être absorbée par l'air soufflé dans le local au cours de son trajet. Autrement dit, les charges thermiques du local (sensible et latente) doivent être compensées par les variations de température et d'humidité (entre le soufflage et la reprise).

L'air est soufflé à une température et à une hygrométrie définies par la régulation. Au cours de son trajet dans le local, cet air :

- change de température en absorbant la charge thermique sensible ;
- change de valeur d'humidité en absorbant la charge thermique latente.

Les variations peuvent être positives ou négatives.

L'air est donc repris à d'autres valeurs de température et d'hygrométrie. La forme de l'évolution entre ces deux points de soufflage et

de reprise dépend de nombreux facteurs. Par simplification, nous la représentons **sous forme d'une droite**.

L'évolution de l'air, entre les deux points de soufflage et de reprise, constitue donc la « **droite de pente** » du local. Idéalement, pour tous les points situés à l'intérieur du local, il existe un même rapport γ .

Sur le diagramme de l'air humide (cf. article [BE 9 270]), la pente est représentée par le rapport de la variation d'enthalpie à la variation de masse d'eau :

$$\gamma = \frac{dq'}{dw}$$

avec γ valeur de la « droite de pente » du local (kJ/kg d'eau),

dq' variation d'enthalpie (kJ/kg AS),

dw variation de masse d'eau (kg d'eau/kg AS).

En introduisant le débit massique d'air traité dans la formule précédente, nous obtenons :

$$\gamma = \frac{Qd q'}{Qd w} = \frac{\text{Puissance thermique totale}}{\text{Débit d'eau}}$$

La puissance thermique totale sera exprimée en kilowatts, et le débit d'eau (en kg/s) correspond à la chaleur latente du bilan thermique.

Le débit d'eau se calcule par la formule :

$$Q_e = \frac{P_L}{L}$$

avec Q_e débit d'eau (kg/s),

P_L puissance en chaleur latente (kW),

L chaleur latente de vaporisation de l'eau (2 520 kJ/kg).

Nous allons calculer les droites de pente du local pris comme exemple dans cet article (tableau 2).

Les figures 2, 3 et 4 représentent le tracé des droites de pente du local sur le diagramme de l'air humide pour les trois périodes avec l'indication des points d'ambiance (A) et de soufflage (S). La pente est obtenue à partir de l'origine (+). Cette origine (+) est placée de façon arbitraire et détermine l'échelle de γ . Elle est située sur la droite $(-\infty, +\infty)$. Une parallèle à cette droite est ensuite tracée passant par le point d'ambiance.

1.3 Mélange

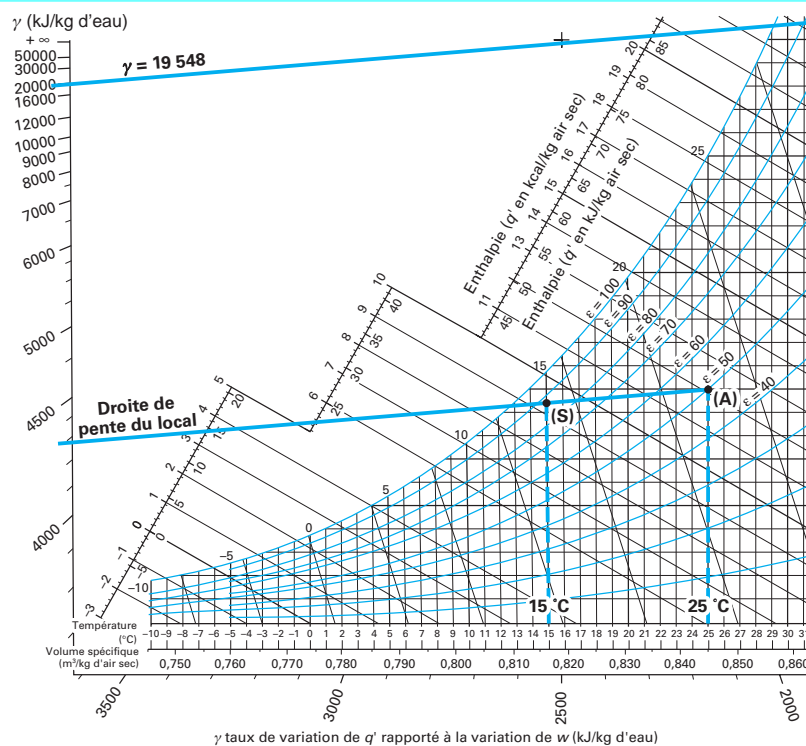
Le mélange de deux airs (aux points A et B par exemple) est réalisé en centrale de traitement d'air par le caisson de mélange ou en aval d'un caisson de bipasse (cf. article [BE 9 271]).

L'influence de chaque air dans le mélange est directement proportionnelle à son débit massique.

Ainsi nous pouvons appliquer la loi des mélanges pour calculer les valeurs caractéristiques suivantes de l'air obtenu (au point C).

Tableau 2 – Calcul des droites de pente du laboratoire industriel considéré dans l'article

Période	Puissance totale (W)	Puissance latente (W)	Débit d'eau correspondant (kg/s)	Droite de pente (kJ/kg d'eau)
Été	14 545	1 875	$0,744 \times 10^{-3}$	19 548
Hiver en occupation	– 3 975	1 535	$0,609 \times 10^{-3}$	– 6 526
Hivers hors occupation	– 10 255	775	$0,308 \times 10^{-3}$	– 33 345



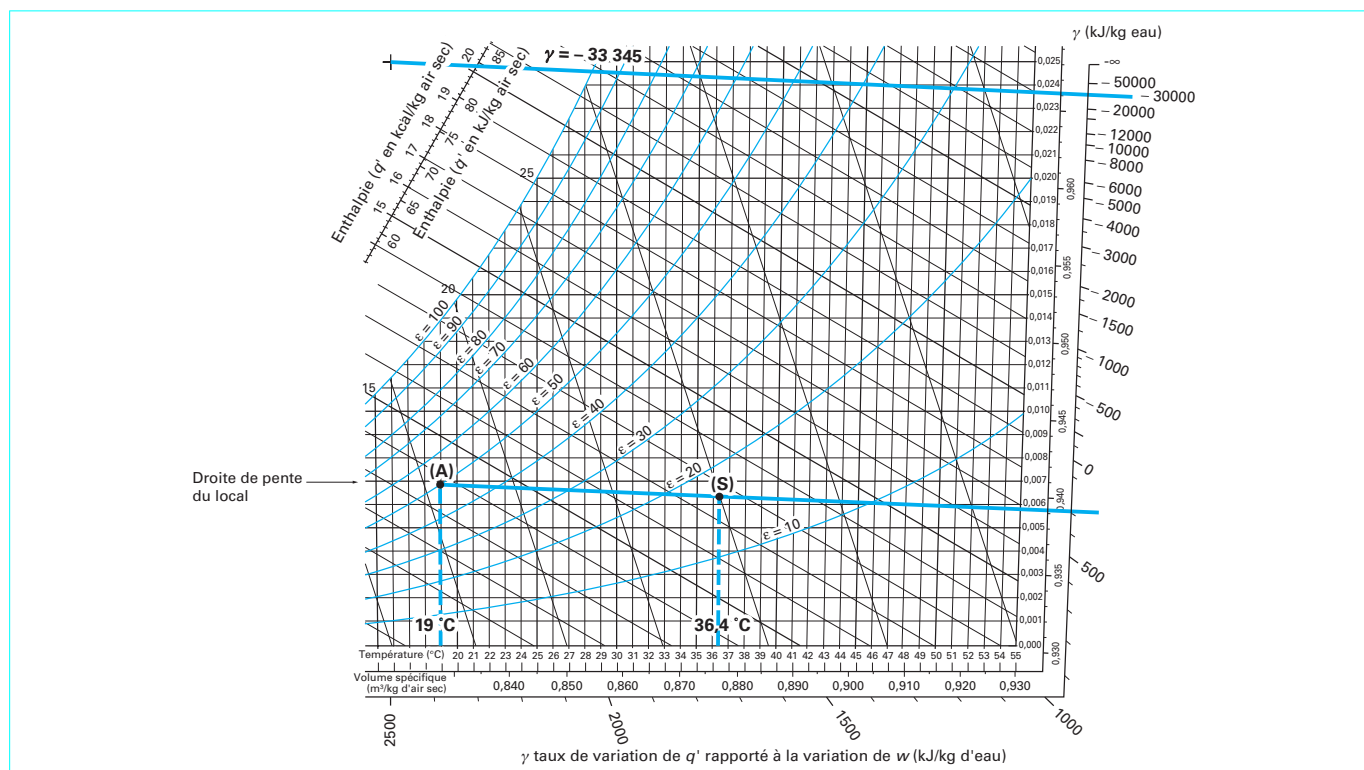


Figure 4 – Droite de pente du local en hiver hors occupation

■ En température sèche

En négligeant l'enthalpie de la vapeur d'eau contenue dans l'air par rapport à l'enthalpie de l'air sec (cela est vrai à quelques % près) :

$$t_C = \frac{Q_{mA} t_A + Q_{mB} t_B}{Q_{mC}}$$

avec t_C température sèche du mélange au point C (°C),
 Q_{mA} débit massique de l'air au point A (kg/s),
 Q_{mB} débit massique de l'air au point B (kg/s),
 Q_{mC} débit massique de l'air au point C (kg/s) avec $Q_{mC} = Q_{mA} + Q_{mB}$,
 t_A température sèche au point A (°C),
 t_B température sèche au point B (°C).

■ En humidité absolue

$$w_C = \frac{Q_{mA} w_A + Q_{mB} w_B}{Q_{mC}}$$

avec w_A, w_B, w_C humidité absolue de l'air au point considéré (kg d'eau/kg AS).

■ En enthalpie

$$q'_C = \frac{Q_{mA} q'_A + Q_{mB} q'_B}{Q_{mC}}$$

avec q'_A, q'_B, q'_C enthalpie de l'air au point considéré (kJ/kg AS).

Sur un diagramme de l'air humide, le point de mélange se situe sur la droite reliant les deux points des airs à mélanger. Nous pouvons alors appliquer la règle dite « des segments inverses » pour déterminer la position du point C de mélange :

$$\frac{CA}{CB} = \frac{Q_{mB}}{Q_{mA}}$$

Exemple : caisson de mélange du laboratoire industriel

En été, l'air neuf est mélangé à l'air recyclé (figure 5 a) :

— air neuf (E) $Q_{mE} = 0,63$ kg/s $t_E = 32$ °C $\varepsilon_E = 40$ %
 $w_E = 11,85$ g/kg AS $q'_E = 62,2$ kJ/kg AS ;

— air recyclé (A) $Q_{mA} = 0,63$ kg/s $t_A = 25$ °C $\varepsilon_A = 50$ %
 $w_A = 10$ g/kg AS $q'_A = 49,8$ kJ/kg AS.

La température du mélange M est (figure 5 b) :

$$t_M = \frac{0,63 \times 32 + 0,63 \times 25}{0,63 + 0,63} = 28,5$$
 °C

L'humidité absolue est :

$$w_M = \frac{0,63 \times 11,85 + 0,63 \times 10}{0,63 + 0,63} = 10,93$$
 g/kg AS

L'enthalpie est :

$$q'_M = \frac{0,63 \times 62,2 + 0,63 \times 49,8}{0,63 + 0,63} = 56$$
 kJ/kg AS

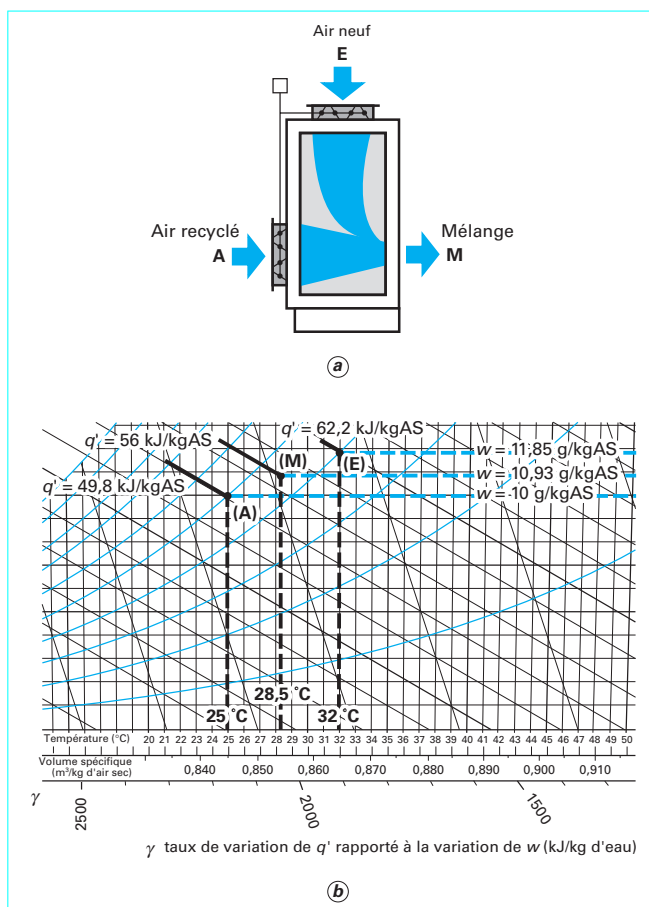


Figure 5 - Mélange de deux airs

1.3.1 Cas limite : mélange en zone de brouillard

Dans un caisson de mélange air neuf/air recyclé, le point de mélange peut se trouver au-delà de la saturation tout en restant à température positive.

Exemple (figure 6) : mélangeons les quantités d'air suivantes :

$$Q_{mA} = 0,5 \text{ kg/s} \quad t_A = 20^\circ\text{C} \quad \varepsilon_A = 80 \% \quad w_A = 11,8 \text{ g/kg AS}$$

$$Q_{mB} = 0,5 \text{ kg/s} \quad t_B = -10^\circ\text{C} \quad \varepsilon_B = 100 \% \quad w_B = 1,6 \text{ g/kg AS}$$

Le point de mélange est :

$$t_C = \frac{0,5 \times 20 + 0,5 \times (-10)}{0,5 + 0,5} = 5^\circ\text{C}$$

$$w_C = \frac{0,5 \times 11,8 + 0,5 \times 1,6}{0,5 + 0,5} = 6,7 \text{ g/kg AS}$$

Nous voyons sur la figure 6 que le point de mélange se trouve au-delà de la courbe de saturation ($\varepsilon = 100 \%$) mais la température du mélange reste positive. Le point C se trouve en zone de brouillard. Les gouttelettes d'eau en suspension dans l'air risquent de se déposer sur les parois du caisson.

Pour éviter ce phénomène, il faut placer une batterie de préchauffage sur l'air neuf en amont du caisson de mélange. La régulation maintient soit une température d'air neuf en entrée du caisson de mélange, soit une température de mélange en agissant sur cette batterie. La valeur de consigne est déterminée pour que le nouveau

point C ne se trouve plus en zone de brouillard. Comme la batterie assure uniquement un réchauffage, les humidités absolues ne changent pas.

Exemple : la température de rosée du point C est 8°C . La température du nouveau point C devra toujours être supérieure à 8°C . La température de sortie de la batterie de préchauffage devra être supérieure à :

$$t_B > \frac{Q_{mC} t_C - Q_{mA} t_A}{Q_{mB}} = \frac{(0,5 + 0,5) \times 8 - 0,5 \times 20}{0,5} = -4^\circ\text{C}$$

La puissance minimale de la batterie sera :

$$P = Q_{mB} c_p (t_{SB} - t_{EB}) = 0,5 \times 1\,005 \times (-4 - (-10)) = 3\,015 \text{ W}$$

1.3.2 Cas limite : mélange en zone de givre

Dans un caisson de mélange air neuf/air recyclé, si la quantité d'air neuf est importante par rapport à l'air recyclé, le point de mélange peut se trouver au-delà de la saturation avec une température négative.

Exemple (figure 7) : mélangeons les quantités d'air suivantes :

$$Q_{mA} = 0,5 \text{ kg/s} \quad t_A = 20^\circ\text{C} \quad \varepsilon_A = 80 \% \quad w_A = 11,8 \text{ g/kg AS}$$

$$Q_{mB} = 1,5 \text{ kg/s} \quad t_B = -10^\circ\text{C} \quad \varepsilon_B = 100 \% \quad w_B = 1,6 \text{ g/kg AS}$$

Le point de mélange est :

$$t_C = \frac{0,5 \times 20 + 1,5 \times (-10)}{0,5 + 1,5} = -2,5^\circ\text{C}$$

$$w_C = \frac{0,5 \times 11,8 + 1,5 \times 1,6}{0,5 + 1,5} = 4,15 \text{ g/kg AS}$$

Nous voyons sur la figure 7 que le point de mélange se trouve au-delà de la courbe de saturation ($\varepsilon = 100 \%$) mais la température du mélange est négative. Le point C se trouve en zone de givre. Les cristaux de glace en suspension dans l'air risquent de se déposer sur les parois du caisson.

Pour éviter ce phénomène, le même principe que pour le paragraphe 1.3.1 (zone de brouillard) est utilisé. La température minimale du nouveau point C est $1,5^\circ\text{C}$. La température de sortie de la batterie du préchauffage devra être supérieure à :

$$t_B > \frac{(0,5 + 1,5) \times 1,5 - 0,5 \times 20}{1,5} = -4,67^\circ\text{C}$$

La puissance minimale sera :

$$P = 1,5 \times 1\,005 \times (-4,67 - (-10)) = 8\,040 \text{ W}$$

1.3.3 Économie réalisée par un caisson de bypass

Le caisson de bypass peut servir à réguler une température ou une humidité, mais peut aussi, dans certains cas, réaliser des économies.

Prenons l'exemple d'un hall de piscine à déshumidifier :

$$\begin{aligned} \text{— ambience à maintenir : } t_A &= 27^\circ\text{C} \quad \varepsilon_A = 65 \%, \\ w_A &= 0,0148 \text{ kg/kg AS}, \\ q_A' &= 65 \text{ kJ/kg AS}; \end{aligned}$$

$$\text{— masse d'eau évaporée : } 0,00833 \text{ kg/s};$$

$$\text{— débit d'air traité : } 3,33 \text{ kg/s};$$

— température de soufflage nécessaire pour combattre les déperditions : 35°C .

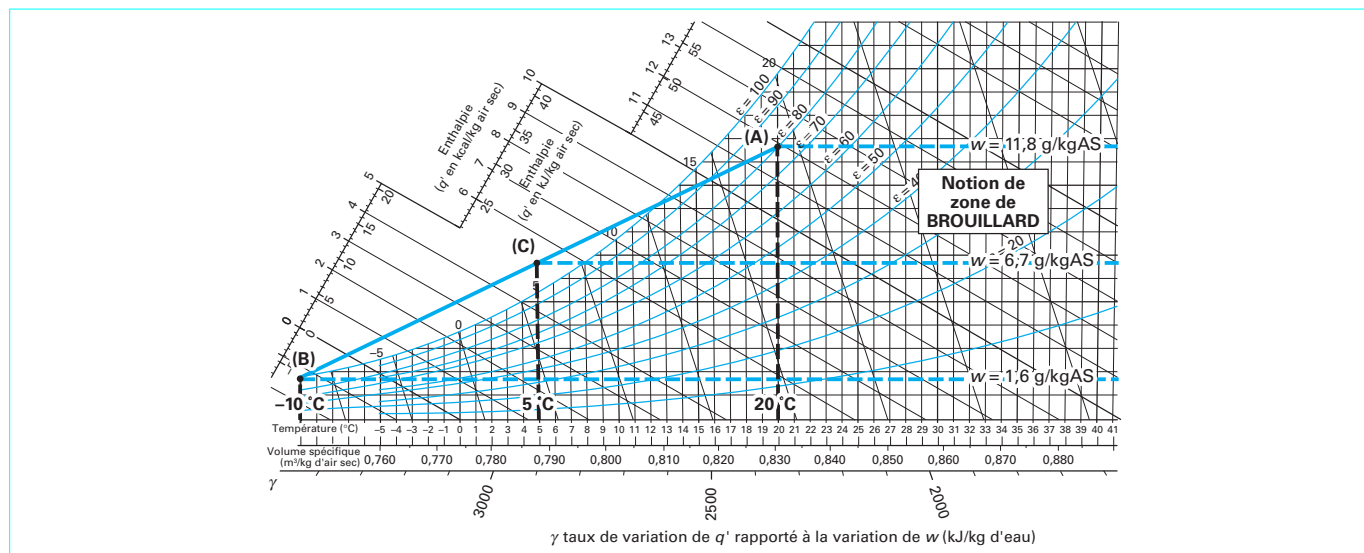


Figure 6 – Mélange en zone de brouillard

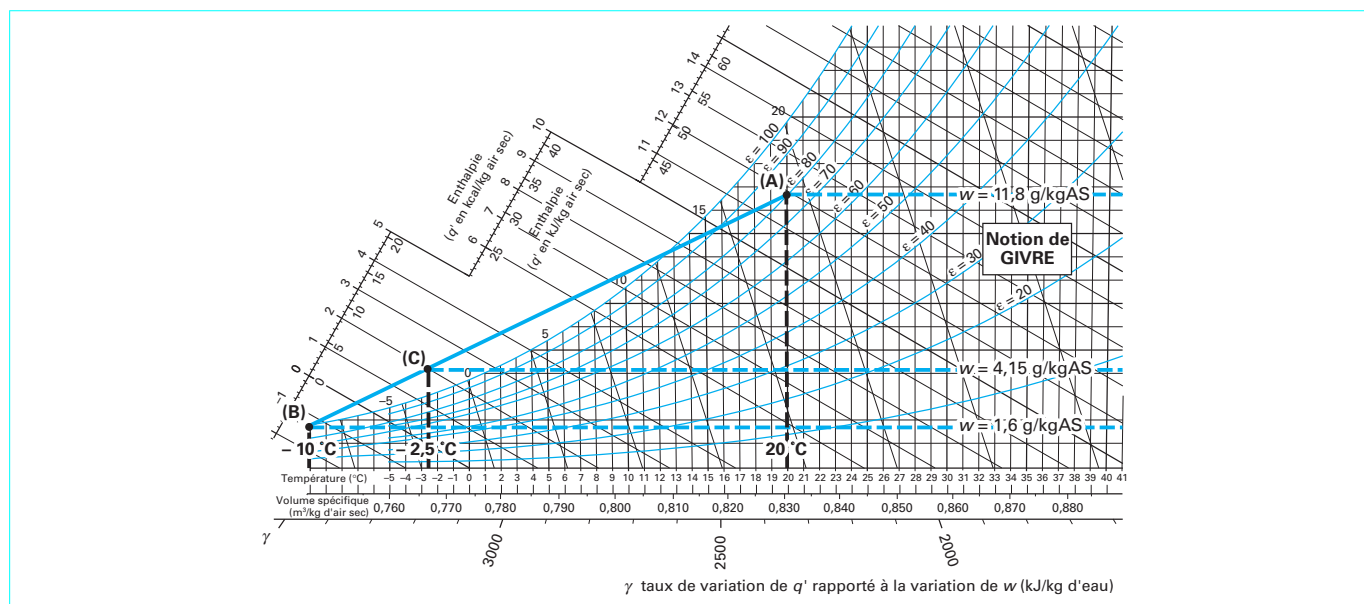


Figure 7 – Mélange en zone de givre

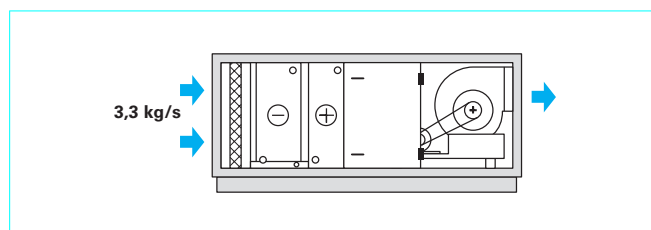


Figure 8 – Composition de la centrale de traitement d'air sans bypass

1^{er} cas : sans bypass

La totalité de l'air passe sur la batterie froide (figure 8) :

– la masse d'eau à condenser sur la batterie par kg d'air sec est :

$$\Delta w = \frac{0,00833}{(3,33)} = 0,0025 \text{ kg/kg AS}$$

– l'humidité absolue de sortie de la batterie est :

$$w_B = 0,0148 - 0,0025 = 0,0123 \text{ kg/kg AS}$$

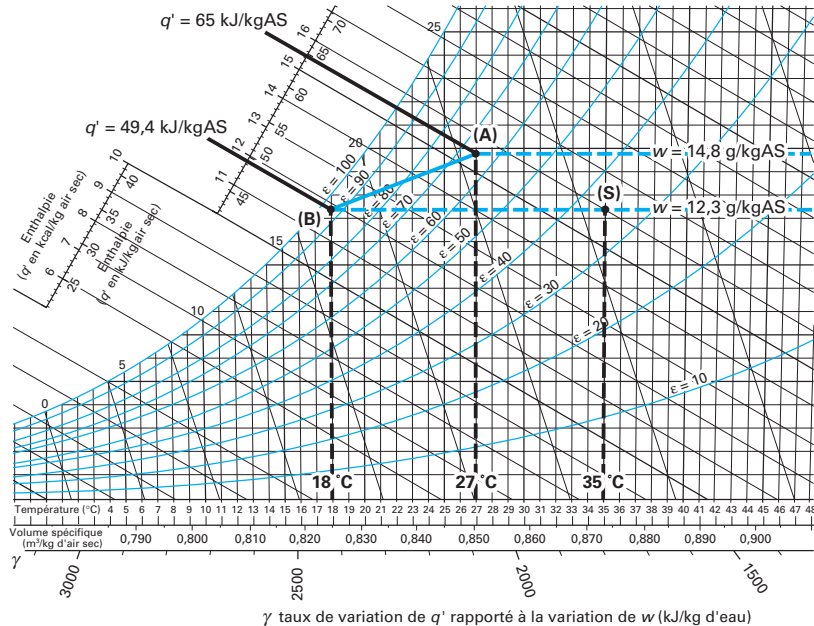


Figure 9 – Évolution de l'air sans bypass

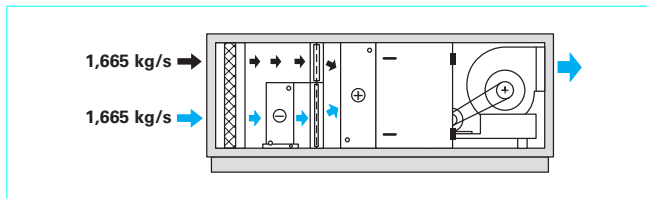


Figure 10 – Composition de la centrale de traitement d'air avec bypass

— les caractéristiques de sortie d'air sont donc (figure 9) :

$$t_B = 18^\circ\text{C}, \quad \varepsilon_B = 95\%, \quad w_B = 0,0123 \text{ kg/kg AS}, \quad q_B' = 49,4 \text{ kJ/kg AS}$$

— la puissance en froid est :

$$P_F = Q_m(q_A' - q_B') = 3,33 \times (65 - 49,4) = 51,95 \text{ kW}$$

— la puissance en chaud est :

$$P_C = Q_m c_p (t_S - t_B) = \frac{3,33 \times 1\,005 \times (35 - 18)}{1\,000} = 56,89 \text{ kW}$$

2^e cas : avec bypass

La moitié du débit d'air passe sur la batterie froide (figure 10).

Le débit d'eau évaporée doit être condensé avec 50 % du débit d'air soit 1,665 kg/s :

— la masse d'eau à condenser sur la batterie par kg AS est :

$$\Delta w = \frac{0,00833}{1,665} = 0,005 \text{ kg/kg AS}$$

— l'humidité absolue de sortie de la batterie est :

$$w_B = 0,0148 - 0,005 = 0,0098 \text{ kg/kg AS}$$

— les caractéristiques de sortie d'air sont donc (figure 11) :

$$t_B = 14,5^\circ\text{C}; \quad \varepsilon_B = 95\%; \quad w_B = 0,0098 \text{ kg/kg AS}; \quad q_B' = 39,3 \text{ kJ/kg AS}$$

— les caractéristiques du point de mélange sont donc (figure 11) :

$$t_M = \frac{Q_{mA} t_A + Q_{mB} t_B}{Q_m} = \frac{1,665 \times 27 + 1,665 \times 14,5}{3,33} = 20,75^\circ\text{C}$$

$$w_M = \frac{Q_{mA} w_A + Q_{mB} w_B}{Q_m} = \frac{1,665 \times 0,0148 + 1,665 \times 0,0098}{3,33} = 0,0123 \text{ kg/kg AS}$$

$$q_M' = \frac{Q_{mA} q_A' + Q_{mB} q_B'}{Q_m} = \frac{1,665 \times 65 + 1,665 \times 39,3}{3,33} = 52,15 \text{ kJ/kg AS}$$

— la puissance en froid est :

$$P_F = Q_{mB}(q_A' - q_B') = 1,665 \times (65 - 39,3) = 42,79 \text{ kW}$$

— la puissance en chaud est :

$$P_C = Q_m c_p (t_S - t_M) = \frac{3,33 \times 1\,005 \times (35 - 20,75)}{1\,000} = 47,69 \text{ kW}$$

■ Comparaison des 2 cas :

— économie en froid : $51,95 - 42,79 = 9,16 \text{ kW}$

— économie en chaud : $56,89 - 47,69 = 9,2 \text{ kW}$

L'écart entre ces deux valeurs provient des erreurs de lecture.

Le gain sur les puissances se situe généralement entre 15 et 20 %.

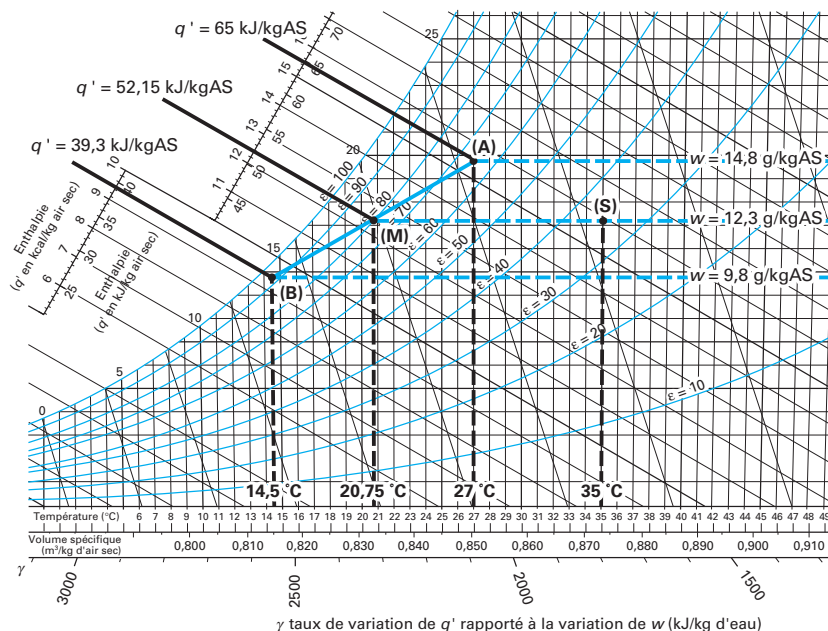


Figure 11 – Évolution de l'air avec bypass

1.4 Chauffage

Le chauffage est une opération qui augmente la température de l'air sans faire varier son humidité absolue. Le calcul de la puissance peut être effectué :

— soit par les températures :

$$P = c_p Q \Delta t$$

avec P puissance de la batterie (W),

c_p capacité thermique massique de l'air (1 005 J/kg AS/K),

Q débit massique (kg AS/s),

Δt écart de température de l'air entre la sortie et l'entrée de la batterie (K) ;

— soit par les enthalpies :

$$P = Q \Delta q'$$

avec $\Delta q'$ écart d'enthalpie entre la sortie et l'entrée de la batterie (J/kg d'air sec).

Si l'hygrométrie doit être contrôlée, l'opération de chauffage sera suivie d'une opération d'humidification. Avec un humidificateur adiabatique, la température de sortie de la batterie de chauffage sera supérieure à la température de soufflage. Le point de sortie de la batterie se situera sur la même courbe d'enthalpie que le soufflage.

Exemple : pour le laboratoire industriel, en hiver en période d'occupation, nous avons (figure 12) :

- débit d'air (tout air neuf) : 0,63 kg/s ;
- caractéristiques de l'air neuf (E) :
 - température : -10°C ,
 - hygrométrie : 100 %,
 - masse d'eau : 1,8 g/kg AS,
 - enthalpie : $-5,3 \text{ kJ/kg AS}$;
- caractéristiques du soufflage (S) déterminées par le débit d'air et la droite de pente du local :
 - température : $27,69^\circ\text{C}$,
 - hygrométrie : 25 % environ,
 - masse d'eau : 5,9 g/kg AS,
 - enthalpie : $42,7 \text{ kJ/kg AS}$;
- caractéristiques de sortie de la batterie de chauffage (SBC) :
 - température : 38°C ,
 - hygrométrie : 4 %,
 - masse d'eau : 1,8 g/kg AS,
 - enthalpie : $42,7 \text{ kJ/kg AS}$.

La puissance sera de :

$$P = 1\,005 \times 0,63 \times (38 - (-10)) \approx 30\,400 \text{ W}$$

$$\text{ou } P = 0,63 \times (42\,700 - (-5\,300)) \approx 30\,240 \text{ W}$$

L'écart provient des incertitudes de lecture sur le diagramme.

Afin de protéger la batterie froide du gel, une batterie de préchauffage est prévue en amont. L'air est chauffé à une température positive (généralement 5°C). La deuxième batterie de chauffage fera le complément afin d'obtenir la température de sortie désirée.

Les puissances de chaque batterie seront :

- préchauffage $P = 1\,005 \times 0,63 \times (5 - (-10)) \approx 9\,500 \text{ W}$
- chauffage $P = 1\,005 \times 0,63 \times (38 - 5) = 20\,900 \text{ W}$

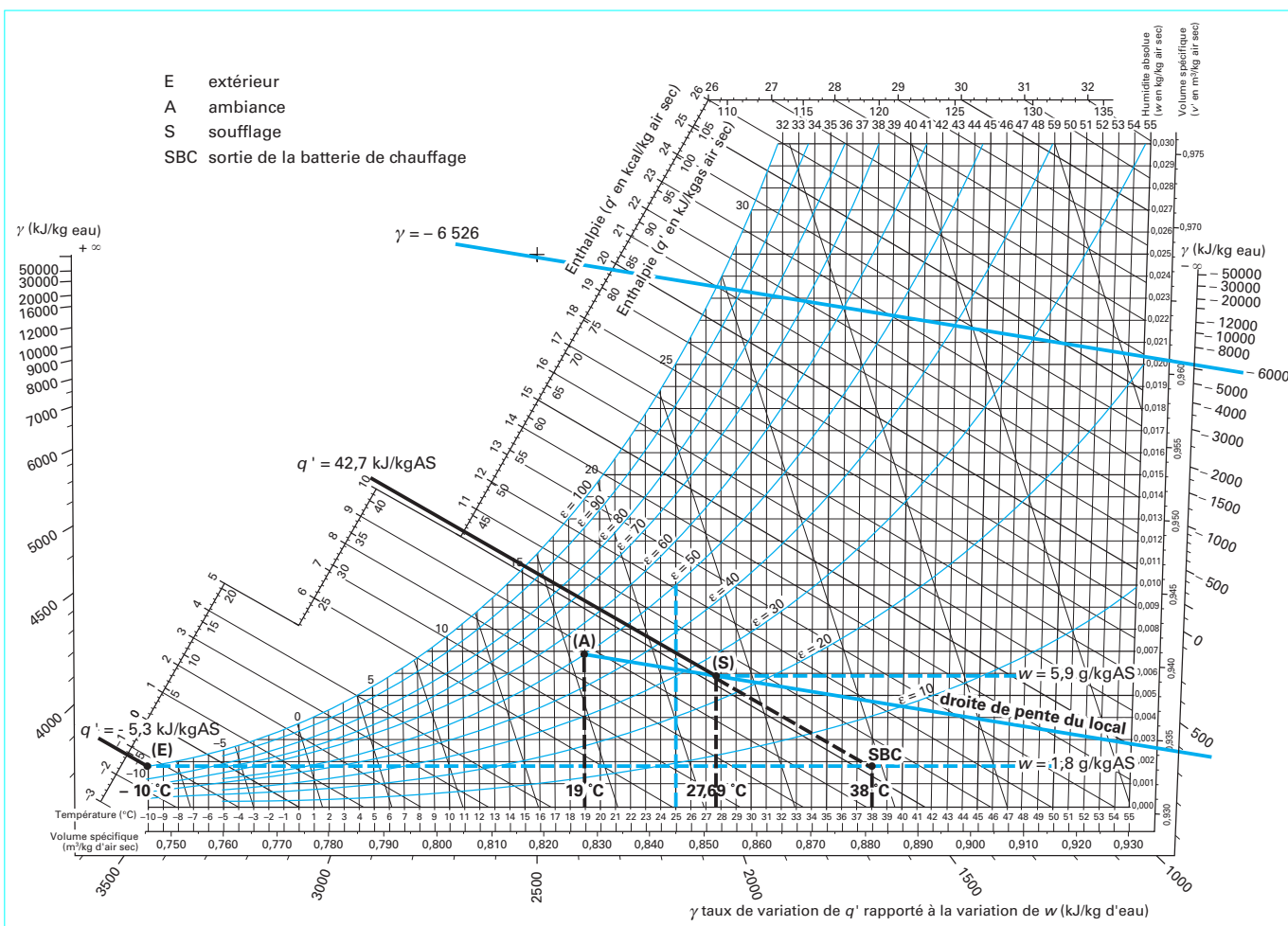


Figure 12 – Évolution de l'air en chauffage avec humidification adiabatique pour le laboratoire

1.5 Refroidissement et déshumidification

En climatisation de confort, le refroidissement et la déshumidification sont réalisés par la même batterie. Pour refroidir l'air, deux cas peuvent se présenter :

- refroidissement sans déshumidification ;
- refroidissement avec déshumidification.

Pour les détails techniques, se reporter à l'article [BE 9 271].

1.5.1 Refroidissement sans déshumidification

L'absence de déshumidification n'est possible que si la température de surface des tubes et ailettes composant la batterie est en tout point supérieure à la température de rosée de l'air entrant.

La figure 13 montre l'évolution de l'air sur le diagramme de l'air humide.

En refroidissement sans déshumidification :

- la température de l'air diminue ;
- l'humidification absolue reste constante.

La **batterie est dite sèche** ; de la chaleur sensible uniquement est retirée à l'air.

La puissance échangée peut se calculer selon les deux formules utilisées pour le chauffage en inversant les valeurs de température pour obtenir une valeur positive.

1.5.2 Refroidissement avec déshumidification

Pour qu'il y ait déshumidification donc condensation d'eau, il faut que la température de surface soit inférieure, en au moins quelques points, à la température du point de rosée de l'air entrant.

La figure 14 montre l'évolution de l'air sur le diagramme de l'air humide.

En refroidissement avec déshumidification :

- la température de l'air diminue ;
- l'humidification absolue diminue.

La **batterie est dite humide**. De la chaleur sensible et de la chaleur latente sont retirées à l'air.

La puissance échangée ne peut se calculer que par la formule :

$$P = Q \Delta q'$$

avec P puissance de la batterie (W),
 Q débit massique (kg AS/s),
 $\Delta q'$ écart d'enthalpie entre l'entrée et la sortie de la batterie (J/kg d'air sec).

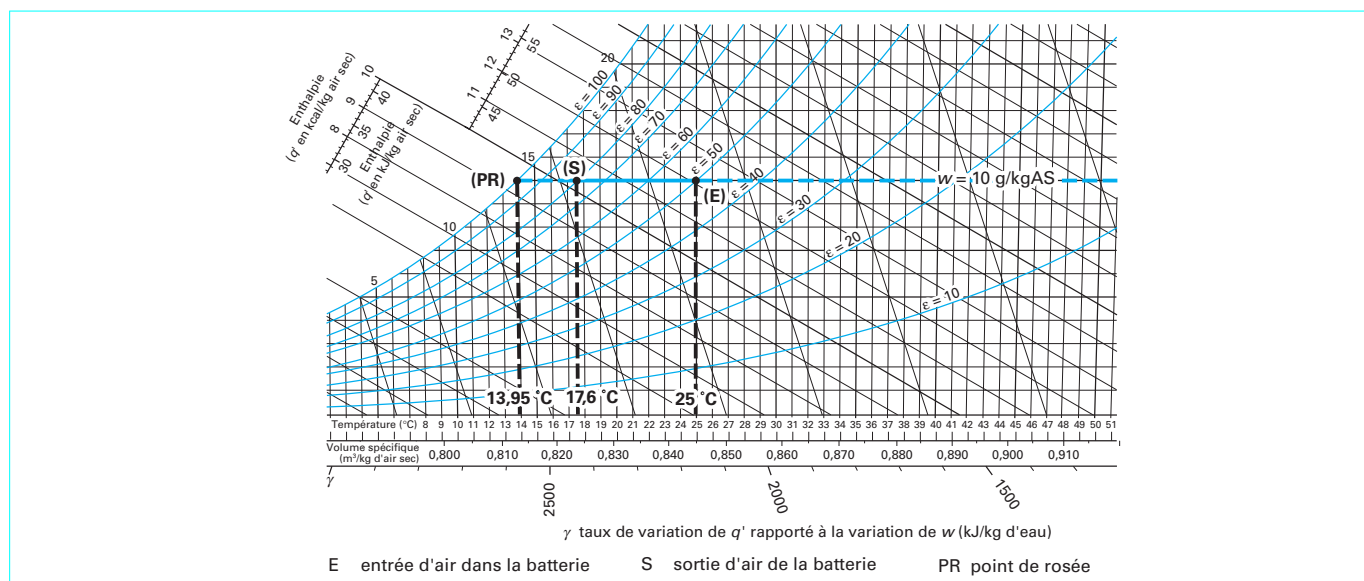


Figure 13 – Refroidissement sans déshumidification

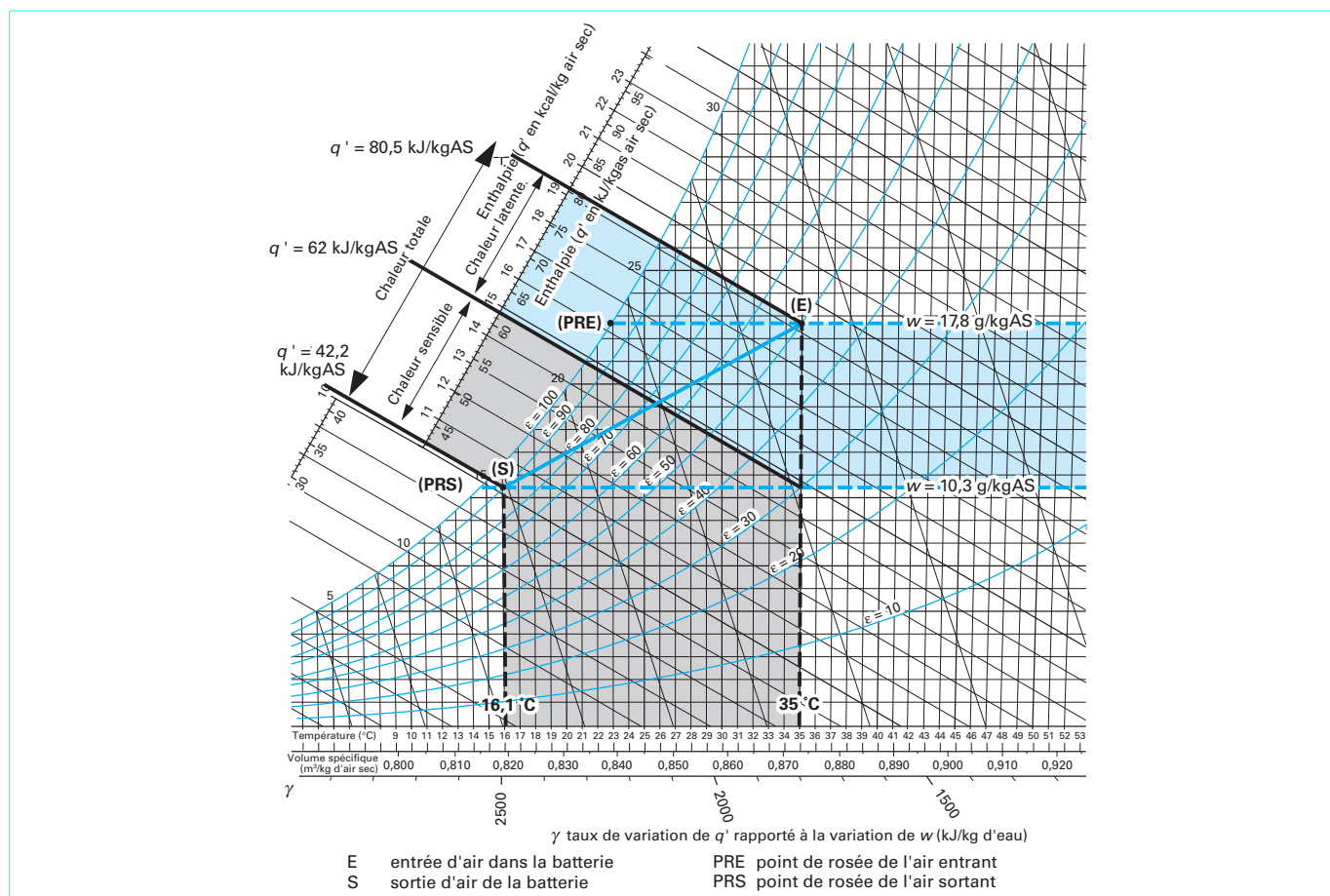


Figure 14 – Refroidissement avec déshumidification

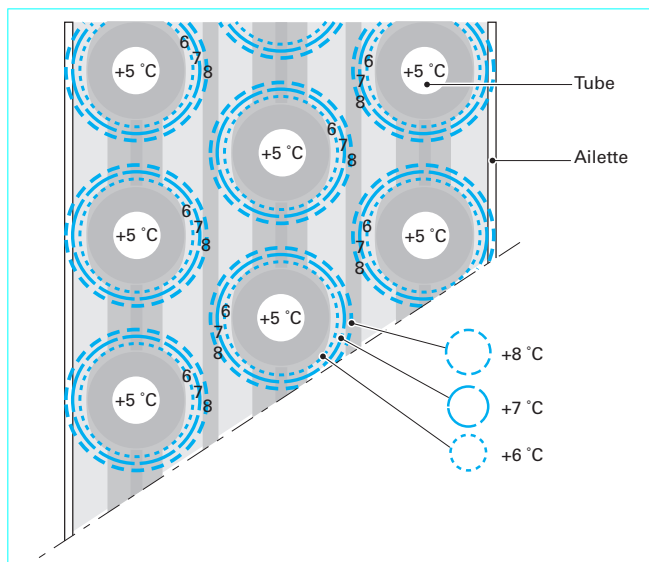


Figure 15 – Exemple de gradient de température dans une batterie de refroidissement

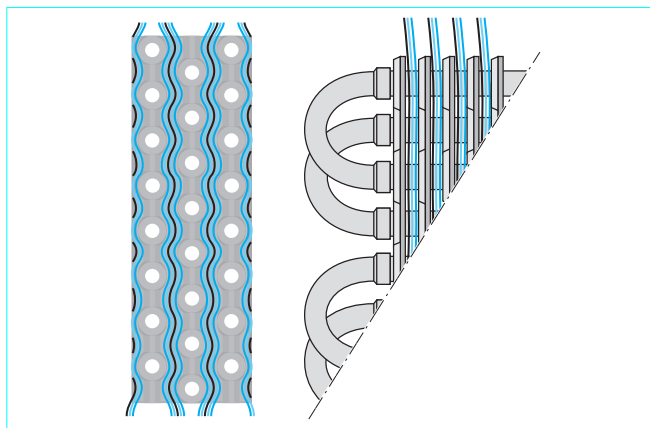


Figure 16 – Répartition des filets d'air dans une batterie de refroidissement

1.5.3 Facteur de bypasse

La batterie froide est composée (cf. [BE 9 271]) :

- de **tubes** dans lesquels passe le fluide de refroidissement ;
- d'**ailettes** serties sur ces tubes.

Cette structure a pour but d'augmenter la surface de contact avec l'air. Mais la température de la surface de contact n'est pas uniforme : elle varie avec la distance de la source froide. Il s'établit donc un **gradient** de température, comme l'indique la figure 15.

La température moyenne de surface est la résultante de toutes ces températures. Il apparaît immédiatement que la structure de la batterie joue un grand rôle dans le refroidissement de l'air : distance entre les tubes, disposition des tubes, rapport entre la surface des tubes (source de froid) et la surface des ailettes (surface de diffusion).

L'espacement des tubes et l'écartement des ailettes déterminent le nombre de filets d'air en contact direct avec une surface froide (figure 16).

En fait, les filets d'air sortent à des températures différentes. Ceux qui sont en contact direct avec les tubes sont refroidis à des températures plus basses que ceux qui sont en contact uniquement avec l'ailette. Cependant, la température mesurée en sortie de batterie est la **résultante** du mélange des différentes températures.

Considérons (figure 17), sur le diagramme de l'air humide, une batterie de refroidissement qui fonctionne en régime établi.

Nous pouvons imaginer qu'une partie des filets d'air est bypassée et se retrouve à la température 1 (figure 18). De même, l'autre partie des filets d'air passe par la batterie et se retrouve à la température 3. Le mélange donne la température de sortie 2.

La valeur de ce facteur de bypasse est liée à la conception de la batterie, c'est l'efficacité E . Elle se calcule par la formule :

$$E = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_3} = \frac{q'_1 - q'_2}{q'_1 - q'_3} = \frac{w_1 - w_2}{w_1 - w_3}$$

avec	E	efficacité,
	t	température sèche (°C),
	q'	enthalpie (kJ/kg AS),
	w	humidité relative (kg d'eau/kg AS),
	indice 1	valeur à l'entrée de la batterie,
	indice 2	valeur à la sortie de la batterie,
	indice 3	valeur à la saturation en prolongement de la droite passant par les points 1 et 2.

1.5.4 Droite de pente de la batterie

La droite de pente de la batterie de refroidissement se définit comme la droite de pente du local. Mais les deux valeurs des droites sont différentes :

$$\gamma_b = \frac{\text{Puissance totale de la batterie}}{\text{Débit d'eau condensée par la batterie}} = \frac{dq'}{dw}$$

avec	γ_b	valeur de la droite de pente de la batterie (kJ/kg d'eau),
	dq'	variation d'enthalpie entre l'entrée et la sortie de la batterie (kJ/kg AS),
	dw	variation d'humidité absolue entre l'entrée et la sortie de la batterie (kg d'eau/kg AS).

La puissance totale de la batterie est exprimée en kilowatts et le débit d'eau condensée par la batterie en kg d'eau/s.

Comme pour le facteur de bypasse, la valeur de la pente de la batterie dépend de ses caractéristiques de construction, de la vitesse d'air, de la puissance échangée, de la température du fluide de refroidissement. Le calcul de la valeur réelle de la pente est complexe.

Les moyens informatiques actuels nous permettent d'obtenir un calcul rapide et assez précis. C'est pour cette raison que nous utilisons les logiciels de sélection informatique.

1.5.5 Cas de l'exemple du laboratoire industriel

Nous avons déjà déterminé pour la période été (seul cas où la batterie de refroidissement fonctionne) :

- le bilan du local :
 - puissance sensible : 12,670 kW,
 - puissance latente : 1 875 W,
 - puissance totale : 14,545 kW ;
- la valeur de la droite de pente du local : $\gamma = 19\,548$ kJ/kg d'eau ;
- le débit massique d'air : 1,26 kg/s ;
- le soufflage théorique : $t_s = 15$ °C, $\varepsilon_s = 87$ % ;
- le débit massique d'air neuf : 0,63 kg/s.

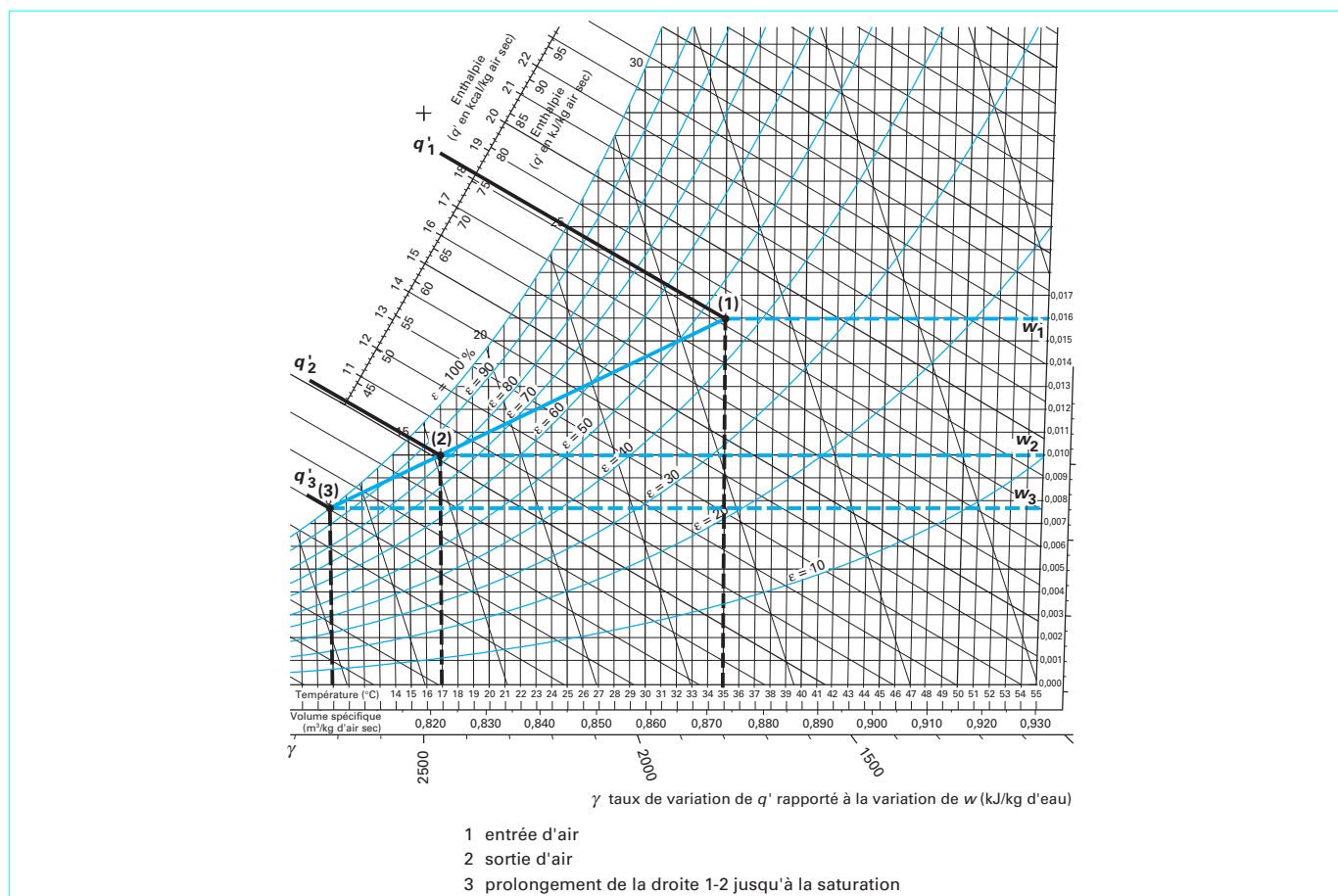


Figure 17 – Évolution de l'air dans une batterie de refroidissement en régime établi

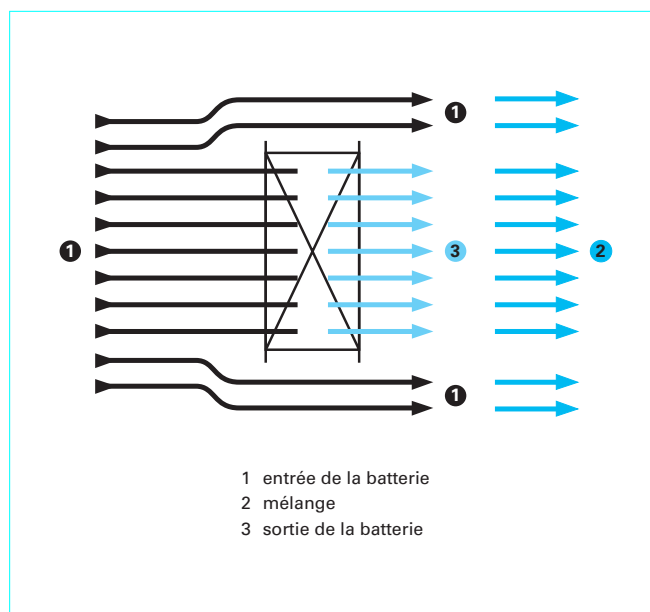


Figure 18 – Représentation simplifiée du bypass d'air

En entrée de la centrale de traitement d'air, le débit d'air neuf se mélange au débit d'air recyclé. Nous avons vu, au paragraphe 1.3, comment se calcule un mélange d'air.

La température de mélange est de :

$$t_M = \frac{Q_E t_E + Q_A t_A}{Q_M} = \frac{0,63 \times 32 + 0,63 \times 25}{1,26} = 28,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

avec indice E air neuf pris à l'extérieur,
indice A air repris dans l'ambiance,
indice M air mélangé.

L'humidité relative du point de mélange relevé sur le diagramme (figure 19) est de 44,5 %. Par expérience, nous savons que, dans le cas de déshumidification dépassant 1 g/kg AS, l'humidité relative de sortie d'une batterie de refroidissement se situe entre 90 et 98 %. Comme le point de soufflage est à 87 % d'humidité relative (figure 19), l'air en sortie de la batterie sera à une température plus basse que celle de soufflage.

Exemple : dans le cas du laboratoire industriel, elle se situera à 13,5 °C et l'humidité relative à 95,6 % (valeur donnée par la sélection informatique).

Il faudra donc réchauffer l'air afin d'obtenir la température de soufflage.

En **climatisation**, lorsque nous devons contrôler la température et l'humidité relative, une batterie de **chauffage** doit toujours être placée en **aval** de la batterie de **refroidissement**.

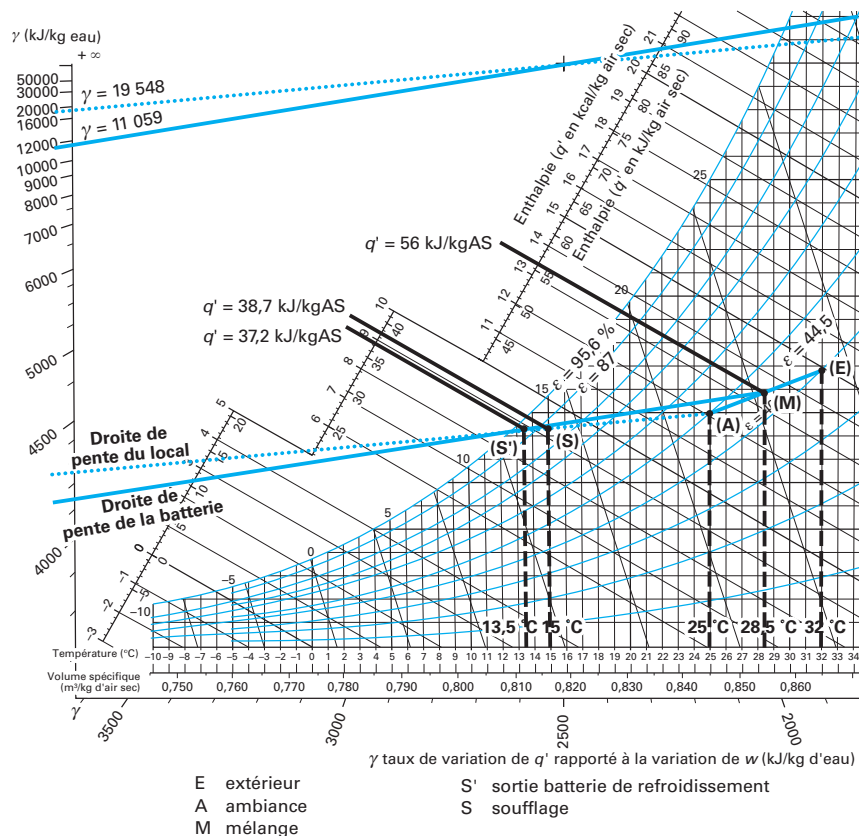


Figure 19 – Évolution de l'air dans une batterie de refroidissement et déshumidification, cas du laboratoire industriel

En **rafraîchissement**, nous ne contrôlons que la température. L'humidité relative fluctue. Dans ce cas, la température de sortie de la batterie de refroidissement est la température de soufflage (en négligeant le réchauffement d'air dû au ventilateur et au frottement dans les gaines). En **rafraîchissement**, la batterie de **chauffage** est généralement placée en **amont** de la batterie de **refroidissement** et protège ainsi celle-ci du gel. Une batterie de chauffage suffit donc.

La droite de pente de la batterie passera par :

— le point M, entrée batterie :

$$t_M = 28,5^\circ\text{C}, \varepsilon_M = 44,5\%, q_M' = 56 \text{ kJ/kg AS}, w_M = 10,9 \text{ g/kg AS};$$

— le point S', sortie batterie :

$$t_{S'} = 13,5^\circ\text{C}, \varepsilon_{S'} = 95,6\%, q_{S'}' = 37,2 \text{ kJ/kg AS}, w_{S'} = 9,2 \text{ g/kg AS}.$$

Elle a comme valeur de pente :

$$\gamma_b = \frac{56 - 37,2}{(10,9 - 9,2) \times 10^{-3}} = 11\,059 \text{ kJ/kg d'eau}$$

Le point de soufflage se situe à la même humidité absolue que le point de sortie de la batterie.

La puissance de la batterie sera :

$$P_F = 1,26 \times (56 - 37,2) \times 10^3 \approx 23\,700 \text{ W}$$

La puissance de réchauffage nécessaire sera :

$$P_C = 1\,005 \times 1,26 \times (15 - 13,5) = 1\,900 \text{ W}$$

1.6 Humidification

1.6.1 Humidification adiabatique

L'humidification adiabatique est réalisée par les humidificateurs à ruissellement ou à pulvérisation avec recyclage par pompe. Elle se caractérise par une évolution de l'air sans variation d'enthalpie :

- la température de l'air diminue ;
- l'humidité absolue augmente ;
- l'humidité relative augmente.

La chaleur sensible contenue dans l'air est transformée en chaleur latente sans variation de chaleur totale. L'eau puise de la chaleur sensible à l'air pour se vaporiser et restitue de la chaleur latente.

Remarque : l'eau étant recyclée, sa température se place à la valeur de la température humide de l'air au bout d'un court instant de fonctionnement. Elle est donc à l'enthalpie de l'air. Un apport d'eau est effectué pour compenser l'évaporation et assurer la déconcentration. La température de cette eau se situe autour de 10 à 20 °C donc proche de la température humide de l'air. La variation d'enthalpie due à ce débit d'eau renouvelée est négligeable.

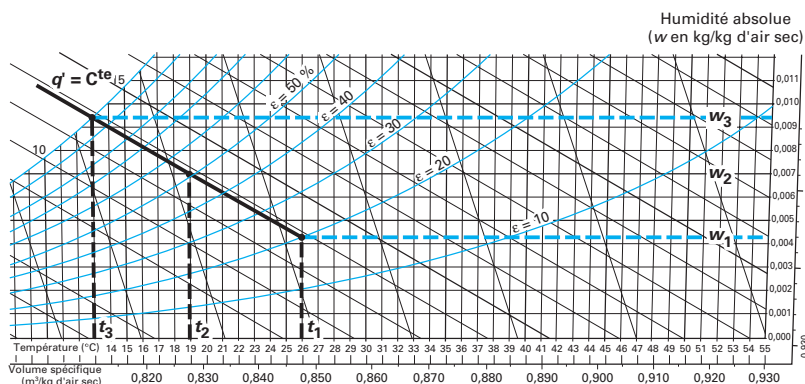


Figure 20 – Évolution de l'air dans un humidificateur adiabatique

Ce type d'humidificateur est caractérisé par son efficacité ou rendement. Il se calcule par la formule suivante (figure 20) :

$$\rho = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_3} = \frac{w_2 - w_1}{w_3 - w_1}$$

avec	ρ	rendement ou efficacité de l'humidificateur,
	t	température sèche (°C),
	w	humidité absolue (kg d'eau/kg AS),
	indice 1	conditions de l'air en entrée de l'humidificateur,
	indice 2	conditions de l'air en sortie de l'humidificateur,
	indice 3	conditions de l'air saturé à la même enthalpie que l'air en entrée et sortie de l'humidificateur.

Exemple : dans le cas du laboratoire industriel (cf. § 1.4 pour les données numériques), le rendement (ou efficacité) minimal de l'humidificateur sera de :

$$\rho = \frac{0,005\,9 - 0,001\,8}{0,010\,9 - 0,001\,8} = 0,45 \text{ soit } 45\%$$

1.6.2 Humidificateur à vapeur

L'humidificateur à vapeur se caractérise par une évolution de l'air à température pratiquement constante. Nous négligeons généralement l'apport de chaleur par le transfert d'enthalpie dû au passage de la vapeur de 100 °C à la température de l'air.

En climatisation, elle est inférieure à 0,5 K. L'agent humidificateur étant la vapeur, il n'est pas nécessaire de faire appel à l'air pour la vaporisation. L'air est chauffé à la température de soufflage par la batterie de chauffage puis humidifié par la vapeur. La puissance de la batterie de chauffage est plus faible. Il faut fournir de la chaleur pour générer la vapeur. Globalement la puissance est identique à un système d'humidification adiabatique.

Exemple : dans le cas du laboratoire industriel (cf. § 1.4 pour les données numériques), la puissance de la batterie de chauffage avec une humidification adiabatique serait de 30 400 W.

En humidification vapeur, les puissances se répartissent ainsi :

— puissance de chauffage : $1\,005 \times 0,63 \times (27,69 - (-10)) \approx 23\,900 \text{ W}$;

— puissance de vaporisation : $2\,520 \times 10^3 \times 0,63 \times (0,005\,9 - 0,001\,8) \approx 6\,500 \text{ W}$;

— puissance totale : $\approx 30\,400 \text{ W}$.

En tenant compte des erreurs d'arrondi et de lecture, les puissances sont identiques.

La figure 21 montre l'évolution de l'air en chauffage puis en humidification vapeur.

2. Aspects mécaniques

2.1 Filtration

Pour les détails techniques, se reporter à l'article [BE 9 271].

2.1.1 Pourquoi filtrer l'air ?

Il faut filtrer l'air pour plusieurs raisons, et en particulier pour :

— obtenir des environnements industriels de niveaux de propreté spécifique. C'est le cas des salles à empoussièrisme contrôlé ;

— assurer la protection des personnes et de l'environnement. C'est le cas de manipulation de produits toxiques ou dangereux qui peuvent être véhiculés par l'air sous forme de particules ;

— contribuer à la qualité de l'air des locaux climatisés dans les cas de climatisation de confort, de conditionnement d'air ou d'apport d'air neuf ;

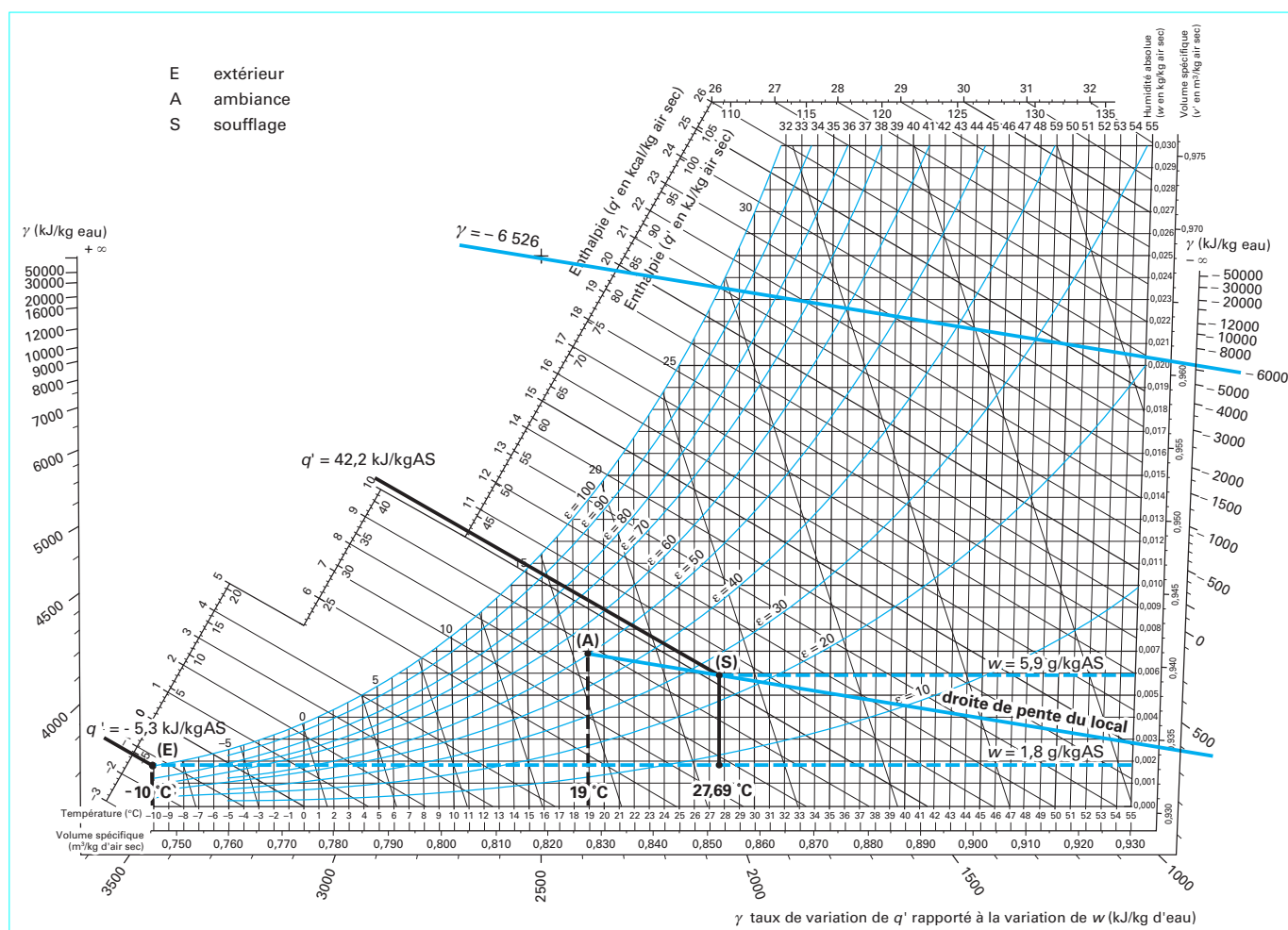


Figure 21 – Évolution de l'air en chauffage et en humidification vapeur (cas du laboratoire industriel)

— réduire les coûts d'exploitation. De la qualité de la filtration dépend l'état de propreté de la centrale de traitement d'air, donc le niveau des performances aérauliques et thermiques.

Attention : un filtre empoussiéré est inflammable, un entretien périodique efficace est fortement conseillé.

2.1.2 Mécanismes de la filtration

Les matériaux filtrants utilisés en ventilation sont généralement constitués d'amas de fibres (mats, feutres, papiers). L'espace séparant les fibres est beaucoup plus grand que la dimension des particules à piéger.

La filtration fait appel à quatre phénomènes ou mécanismes :

- phénomène de **tamissage** (figure 22 a) : la particule est arrêtée parce que son diamètre est supérieur à l'espace libre entre deux fibres. Ce phénomène ne se réalise que pour les grosses particules ($> 1 \mu\text{m}$) ;
- phénomène d'**inertie** (figure 22 b) : les particules du fait de leur masse et de leur vitesse quittent les filets d'air qui les portent au moment où ceux-ci sont déviés par les fibres du filtre. Elles poursuivent leur trajectoire et entrent par inertie en collision avec les fibres.

Ce phénomène se réalise pour des vitesses de 1,5 à 3 m/s et des diamètres de particules supérieures à $1 \mu\text{m}$;

- phénomène d'**interception** (figure 22 c) : lorsque les particules passent trop près des fibres (distance inférieure à leur rayon), elles sont interceptées par les fibres. Indépendant de la vitesse, ce phénomène est lié aux diamètres :

- plus la particule est grosse, plus la probabilité d'interception est grande,
- plus la fibre est fine, plus la probabilité d'interception est grande.

Ce phénomène se réalise pour des particules de diamètres supérieurs à $0,1 \mu\text{m}$;

- phénomène de **diffusion** (figure 22 d) : les particules en suspension dans l'air sont en permanence heurtées par les molécules des gaz qui composent l'air. De ce fait, les particules sont animées de mouvements aléatoires. Leurs trajectoires ne coïncident pas avec celles des filets d'air. Les particules peuvent ainsi heurter les fibres.

Plus la taille de la particule diminue ou plus la vitesse est faible, plus l'efficacité augmente. Ce phénomène se réalise pour des particules de diamètre inférieur à $1 \mu\text{m}$. Il commence à être efficace pour des particules de diamètre inférieur à $0,1 \mu\text{m}$.

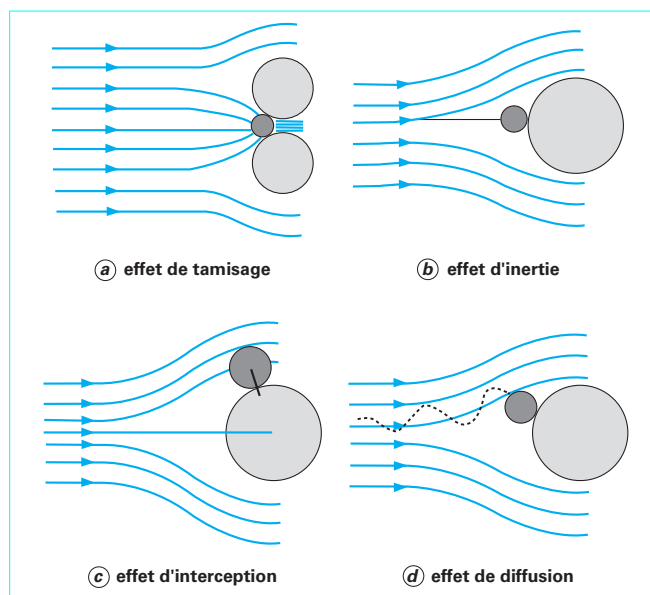


Figure 22 – Mécanismes de la filtration

2.1.3 Minimum d'efficacité

Les quatre phénomènes de filtration interviennent pour des gros-seurs de particules différentes. Ainsi, les particules de petit diamètre ($< 0,1 \mu\text{m}$) seront piégées par le phénomène de diffusion. Puis, pour les particules de diamètre compris entre $0,1$ et $1 \mu\text{m}$, le phénomène d'interception prend le relais. Au-dessus de $1 \mu\text{m}$, les trois phénomènes (interception, inertie, tamisage) agissent.

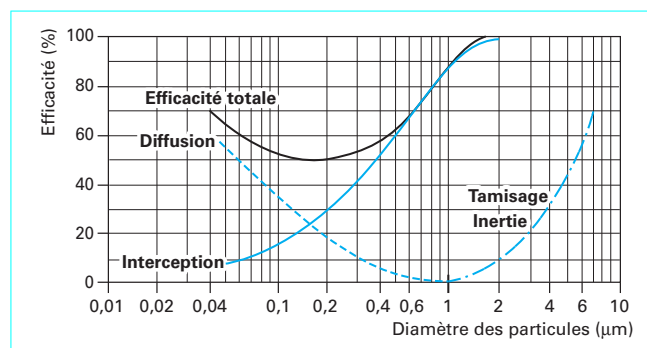


Figure 23 – Courbes d'efficacité des quatre phénomènes de filtration

La figure 23 montre un exemple de courbe d'efficacité de chaque phénomène en fonction du diamètre des particules. Nous voyons que la courbe d'efficacité totale a la forme d'un « V » et passe par un minimum.

Ce minimum correspond à une dimension de particule appelée le MPPS (*Most Penetrating Particle Size*, soit le diamètre de la particule la plus passante). Cela revient à dire que la particule dite MPPS est la plus difficile à arrêter. Selon les filtres et les vitesses de passage d'air, la MPPS se situe entre $0,1$ et $0,2 \mu\text{m}$.

2.1.4 Conception

Pour obtenir une efficacité significative, les médias filtrants doivent donc répondre à certaines définitions :

- fibres fines : diamètre inférieur à $1 \mu\text{m}$;
- vitesses d'air réduites : plus l'efficacité désirée est importante, plus la vitesse doit être réduite (tableau 3).

Tableau 3 – Les trois grandes familles de filtres

Type de filtre	Appellation courante	Utilisation	Mécanismes de filtration	Vitesse de l'air à travers le média	Type de média filtrant	Applications	Commentaires
Moyenne efficacité G1 à G4	Ashrae gravimétrique	Préfiltre, filtre dégrossisseur	Inertie	1,5 à 2,5 m/s	Média épais en fibres de verre ou fibres synthétiques	<ul style="list-style-type: none"> • Confort • Bureau • Atelier classique... 	<ul style="list-style-type: none"> • Efficace pour les particules $> 5 \mu\text{m}$ • L'efficacité chute avec la vitesse • Inefficace sur les aérosols atmosphériques • Leur utilisation devrait diminuer au profit du filtre opacimétrique (nouvelle réglementation)
Haute efficacité F5 à F9	Ashrae opacimétrique	Filtre fin	Interception et diffusion	0,05 à 0,15 m/s	<ul style="list-style-type: none"> • Feutre de fibres de verre en forme de poches • Papier plissé composé de fibres de verre 	<ul style="list-style-type: none"> • Bureaux • Industrie pharmaceutique • Micromécanique • Milieux hospitaliers • Salle d'ordinateurs... 	<ul style="list-style-type: none"> • Utilisé en protection de filtres absolus • La forme plissée procure une plus grande résistance dans un encombrement réduit • Devrait assurer le premier étage de filtration en centrale de traitement d'air
Très haute efficacité H10 à H14, U15 à U17	<ul style="list-style-type: none"> • Absolus • HEPA (<i>High Efficiency Particulate Air</i>) • ULPA (<i>Ultra Low Penetration Air</i>) 	Filtre finisseur	Diffusion et interception	$< 0,03$ ou $0,04$ m/s	Fibres de verre extrêmement fines plissées	<ul style="list-style-type: none"> • Salles propres en écoulement laminaire • Blocs opératoires... 	La forme plissée procure une grande surface d'où une faible vitesse d'air

Tableau 4 – Comparaison de l'efficacité de différents filtres

Type de filtre (1)	Sur des particules de 1 µm			Sur des particules de 0,5 µm		
	Efficacité E (%)	Pénétration \mathcal{P} (%)	Coefficient d'épuration CE	Efficacité E (%)	Pénétration \mathcal{P} (%)	Coefficient d'épuration CE
90 % gravimétrique (G4)	10	90	1,1	5	95	1,05
50 % opacimétrique (F5)	30	70	1,4	10	90	1,1
65 % opacimétrique (F6)	45	55	1,8	25	75	1,3
85 % opacimétrique (F7)	85	15	6,6	70	30	3,3
95 % opacimétrique (F8/9)	95	5	20	90	10	10
95 % DOP (H11)	>> 99	<< 1	>> 100	98	2	50

(1) Se reporter aussi aux tableaux 1 et 2 de l'article [BE 9 271].

2.1.5 Calcul de l'efficacité

L'efficacité d'un filtre peut s'exprimer de trois façons différentes.

■ L'**efficacité** ou **rendement** E exprime le **rapport** entre la **chute** de concentration amont et aval et la **concentration amont** :

$$E = \frac{C_{am} - C_{av}}{C_{am}}$$

avec E efficacité ou rendement,
 C_{am} concentration de particules à l'amont du filtre,
 C_{av} concentration des particules en aval du filtre.

■ La **pénétration** ou **perméance** \mathcal{P} exprime la proportion de particules qui sont passées à travers le filtre. Elle donne en fait l'inefficacité :

$$\mathcal{P} = 1 - E = 1 - \frac{C_{am} - C_{av}}{C_{am}} = \frac{C_{av}}{C_{am}}$$

■ Le **coefficient d'épuration** CE ou **facteur de décontamination** DF exprime le **rapport** entre la concentration **amont** et la concentration **aval**. C'est l'inverse de la perméance :

$$CE = DF = \frac{C_{am}}{C_{av}}$$

Le tableau 4 compare ces trois valeurs pour différents filtres.

2.1.6 Filtration des gaz et odeurs

Cette branche de filtration cherche à capter des **molécules gazeuses**. Elle utilise deux phénomènes :

- l'adsorption, processus physique dans lequel les molécules de gaz adhèrent en couches fines à la surface accessible du filtre ;
- l'absorption, processus physico-chimique par lequel une substance en retient une autre formant un mélange homogène présentant les caractéristiques d'une solution.

Les filtres utilisés en traitement d'air sont les charbons actifs. Ils sont préparés par carbonisation et débarrassés des hydrocarbures et goudrons qui obstruaient leur structure cellulaire fine. Ils sont fabriqués à partir de :

- noix de coco ;
- écorces et noyaux de fruits ;
- tourbe ;
- charbon de bois ;
- houille minérale...

Le diamètre des pores se situe entre 1 et 5 nm. La surface spécifique, qui représente la surface développée des pores pour l'unité de masse de charbon, varie de 600 à 2 000 m²/g. La porosité du filtre le rend vulnérable à l'obstruction des pores par des particules solides.

Un filtre à charbon actif **doit être protégé en amont par un filtre particulaire à hautes performances**, en particulier sur les particules de petite taille (1 µm).

Le filtre à charbon actif doit être adapté aux gaz ou odeurs à piéger.

2.2 Mise en mouvement

2.2.1 Débits et pressions

La mise en mouvement de l'air est réalisée par le ventilateur (cf. article [BE 9 271]). La température de l'air étant modifiée par les batteries, la masse volumique de l'air est différente en chaque point de la centrale de traitement d'air. Par la loi de conservation de la masse, le débit massique reste constant. Ainsi, c'est le débit volumique qui varie le long de la centrale de traitement d'air.

Le débit massique est déterminé au niveau du ventilateur à partir du débit volumique et de la masse volumique :

$$Q_m = Q_v \rho$$

avec Q_m débit massique (kg/s),
 Q_v débit volumique (m³/s),
 ρ masse volumique (kg/m³).

À une vitesse de rotation donnée, le ventilateur fournit un débit volumique Q_v et une différence de pression totale Δp selon sa courbe caractéristique débit/pression.

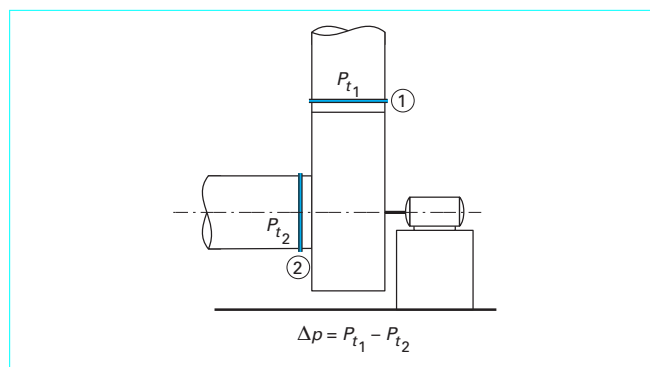


Figure 24 – Emplacement des mesures pour obtenir la différence de pression totale d'un ventilateur

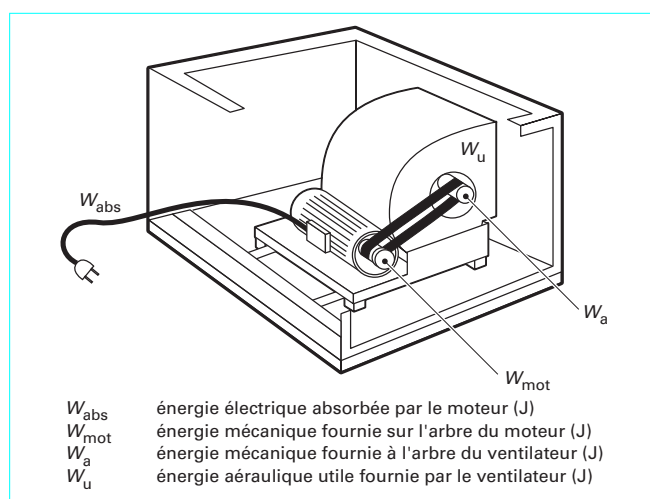


Figure 25 – Les différentes énergies au niveau d'un groupe moto-ventilateur

La différence de pression d'un ventilateur est la différence algébrique entre les pressions totales moyennes à la bride de refoulement et à la bride d'aspiration (figure 24) :

$$\Delta p = p_{t1} - p_{t2}$$

avec Δp différence de pression du ventilateur (Pa),
 p_{t1} pression totale moyenne à la bride de refoulement (Pa),
 p_{t2} pression totale moyenne à la bride d'aspiration (Pa).

La pression totale est la somme des pressions statique et dynamique.

2.2.2 Énergies, puissances et rendement

■ Énergies et puissances

Le ventilateur absorbe une puissance électrique par l'intermédiaire du moteur, afin de fournir le débit volumique désiré à une différence de pression totale donnée.

L'énergie électrique absorbée est transformée en énergie aéraulique grâce à la chaîne moteur-transmission-ventilateur (figure 25).

En négligeant la compressibilité du fluide, nous pouvons écrire :

$$W_u = P_u t = \Delta p Q_V t$$

avec W_u énergie aéraulique (J),
 P_u puissance aéraulique (W),
 t temps de référence (s),
 Δp différence de pression totale du ventilateur (Pa),
 Q_V débit volumique (m^3/s).

■ Rendements

L'ensemble moto-ventilateur est composé de trois éléments :

- le moteur ;
- la transmission ;
- le ventilateur.

Nous avons donc trois rendements à prendre en compte.

● Le **rendement aéraulique** est le rapport entre la puissance aéraulique utile P_u et la puissance mécanique fournie à l'arbre du ventilateur P_a . Nous négligeons le rendement mécanique de la roue du ventilateur car elle est montée sur palier ou roulement. Le rendement est proche de 1 :

$$\eta_a = \frac{P_u}{P_a} = \frac{Q_V \Delta p}{P_a}$$

● Le **rendement de transmission** est le rapport entre la puissance mécanique fournie à l'arbre du ventilateur P_a et la puissance mécanique fournie sur l'arbre du moteur P_{mot} :

$$\eta_t = \frac{P_a}{P_{mot}}$$

● Le **rendement du moteur** est le rapport entre la puissance mécanique fournie sur l'arbre du moteur P_{mot} et la puissance électrique absorbée (P_{abs}) :

$$\eta_m = \frac{P_{mot}}{P_{abs}}$$

● Le **rendement global** est le produit de ces trois rendements. Il est aussi le rapport entre la puissance aéraulique utile P_u et la puissance électrique absorbée P_{abs} :

$$\eta_G = \eta_a \eta_t \eta_m = \frac{P_u}{P_{abs}}$$

Exemple du laboratoire industriel

Le ventilateur a pour caractéristiques :

- débit volumique : $Q_V = 1,05 \text{ m}^3/\text{s}$;
- différence de pression totale : $\Delta p_t = 500 \text{ Pa}$;
- rendement aéraulique : $\eta_a = 72 \%$;
- rendement de transmission : $\eta_t = 95 \%$;
- rendement moteur : $\eta_m = 92 \%$.

La **puissance aéraulique** est :

$$P_u = Q_V \Delta p = 500 \times 1,05 = 525 \text{ W}$$

La **puissance mécanique sur l'arbre du ventilateur** est :

$$P_a = \frac{P_u}{\eta_a} = \frac{525}{0,72} = 729 \text{ W}$$

La **puissance mécanique sur l'arbre du moteur** est :

$$P_{mot} = \frac{P_a}{\eta_t} = \frac{729}{0,95} = 767 \text{ W}$$

La **puissance électrique absorbée** est :

$$\begin{aligned} P_{abs} &= \frac{P_{mot}}{\eta_m} = \frac{767}{0,92} = 834 \text{ W} \\ &= \frac{P_u}{\eta_G} = \frac{P_u}{\eta_a \eta_t \eta_m} = \frac{525}{0,72 \times 0,95 \times 0,92} = 834 \text{ W} \end{aligned}$$

2.2.3 Influence de la variation de vitesse de rotation

Lorsqu'un ventilateur est raccordé à un réseau aéraulique, une variation de sa vitesse de rotation modifie les caractéristiques du ventilateur dans les proportions suivantes.

■ Le **débit volumique** varie proportionnellement à la vitesse de rotation :

$$\frac{Q_{V_1}}{Q_{V_2}} = \frac{N_1}{N_2}$$

avec N vitesse de rotation (tr/min).

■ La **différence de pression totale** varie proportionnellement au carré de la vitesse de rotation :

$$\frac{\Delta p_{t_1}}{\Delta p_{t_2}} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2$$

■ La **puissance aéraulique utile** varie proportionnellement au cube de la vitesse de rotation :

$$\frac{P_{u_1}}{P_{u_2}} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3$$

2.2.4 Échauffement dû à la mise en mouvement

Toute la puissance absorbée par le moteur va se transformer en chaleur :

- au niveau du moteur, notamment par l'échauffement des enroulements, le frottement des paliers ;
- au niveau de la transmission, par le glissement des courroies sur les poulies, la rotation des courroies ;
- au niveau du ventilateur, par le frottement de l'air sur les parois, aubes, volutes, par le frottement des paliers ;
- au niveau du réseau aéraulique, par le frottement de l'air sur les parois des gaines, les bouches, les grilles, les filtres, les batteries, les registres.

Nous pouvons distinguer :

- l'échauffement au niveau du groupe moto-ventilateur qui correspond à la puissance perdue entre la puissance électrique absorbée et la puissance aéraulique utile ;
- l'échauffement au niveau du réseau aéraulique qui correspond à la puissance aéraulique utile.

L'air véhiculé par la centrale de traitement d'air va être réchauffé :

- au niveau du réseau aéraulique, la valeur est :

$$\Delta t_a = \frac{P_u}{c_p Q_m}$$

avec Δt_a réchauffement de l'air au niveau du réseau (K),

P_u puissance aéraulique utile (W),

c_p capacité thermique massique de l'air (1 005 J/kg AS/K),

Q_m débit massique de l'air (kg/s) ;

— au niveau du groupe moto-ventilateur, deux cas sont envisageables :

- tout le groupe se situe à l'intérieur de la centrale, la valeur est :

$$\Delta t_v = \frac{P_{abs} - P_u}{c_p Q_m}$$

avec Δt_v réchauffement de l'air au niveau du groupe moto-ventilateur (K),

- le moteur et la transmission sont situés à l'extérieur de la centrale, seul le réchauffement au niveau du ventilateur est transmis à l'air traité, la valeur est :

$$\Delta t_v = \frac{P_a - P_u}{c_p Q_m}$$

avec Δt_v réchauffement de l'air au niveau du groupe moto-ventilateur (K) ;

— le réchauffement total de l'air est la somme des deux réchauffements :

$$\Delta t = \Delta t_a + \Delta t_v$$

Exemple du laboratoire industriel

Les calculs du paragraphe 2.2.2 ont donné :

- puissance électrique absorbée : $P_{abs} = 834$ W ;
- puissance mécanique sur l'arbre du ventilateur : $P_a = 729$ W ;
- puissance aéraulique utile : $P_u = 525$ W ;
- débit massique : $Q_m = 1,26$ kg/s.

Réchauffement au niveau du réseau aéraulique :

$$\Delta t_a = \frac{525}{1\,005 \times 1,26} = 0,41 \text{ K}$$

Réchauffement au niveau du ventilateur :

- tout le groupe est à l'intérieur :

$$\Delta t_v = \frac{834 - 525}{1\,005 \times 1,26} = 0,24 \text{ K}$$

- seul le ventilateur est à l'intérieur :

$$\Delta t_v = \frac{729 - 525}{1\,005 \times 1,26} = 0,16 \text{ K}$$

Réchauffement total

- tout le groupe est à l'intérieur :

$$\Delta t = 0,41 + 0,24 = 0,65 \text{ K}$$

- seul le ventilateur est à l'intérieur :

$$\Delta t = 0,41 + 0,16 = 0,57 \text{ K}$$

Remarques

- Dans certains cas (pertes de charge du réseau importantes, filtre absolu, écart de température entre l'ambiance et le soufflage réduit), le réchauffement de l'air dû à sa mise en mouvement peut atteindre plusieurs kelvins. Dans ce cas, il ne faut pas négliger cette puissance et il est nécessaire de l'intégrer au bilan thermique du local.

- La solution de placer le moteur et la transmission à l'extérieur ne diminue que faiblement le réchauffement de l'air. Dans l'exemple cela représente 12 %.

2.2.5 Classification des ventilateurs

Les ventilateurs sont classés en fonction de leur travail massique W_m ; le travail volumique correspond à :

$$W_v = \rho \times W_m$$

avec W_v travail volumique (J/m³),
 ρ masse volumique (kg/m³),

Tableau 5 – Classification des ventilateurs

Type	Travail massique (J/kg)	Pression créée pour une masse volumique de l'ordre de 1,2 kg/m ³ (Pa)
Basse pression	< 600	740
Moyenne pression	compris entre 600 et 3 000	comprise entre 740 et 3 600
Haute pression	> 3 000	> 3 600

W_m travail massique (J/kg).

L'unité utilisée pour exprimer W_v a la même dimension qu'une pression.

Le **travail volumique utile** correspond donc à la **pression totale** créée par le ventilateur. Les ventilateurs se répartissent en basse, moyenne et haute pression (tableau 5).