

→ Contenu technique à l'attention des organismes de formation

Extrait du syllabus « rappels techniques »

CHAPITRE 4 LES ELEMENTS DU SYSTÈME DE CLIMATISATION

**Pour professionnels de la climatisation : contrôleurs,
technicien climatisation PEB**



Version septembre 2013

Plus d'infos : www.bruxellesenvironnement.be

→ Professionnels

→ Performance Energétique des Bâtiments

→ Installations techniques

Bruxelles Environnement-IBGE
Département chauffage et climatisation PEB
Email : climPEB@environnement.irisnet.be

ÉNERGIE



BRUXELLES ENVIRONNEMENT
IBGE - INSTITUT BRUXELLOIS POUR LA GESTION DE L'ENVIRONNEMENT



TABLE DES MATIERES

Chapitre 4	Les éléments des systèmes de climatisation	3
4.1	Centrale de traitement d'air (C.T.A.)	4
4.2	Réseau de distribution de l'air	36
4.3	Les familles de système de climatisation	59
4.4	Les émetteurs de chaleur ou de froid.....	67
4.5	Composition d'un circuit hydraulique	77
4.6	Systèmes à détente directe.....	99
4.7	Pompe à chaleur	108
4.8	Tours de refroidissement.....	117
4.9	Aéroréfrigérant	126
4.10	Données sur la répartition des types d'équipements de climatisation	127
4.11	Evaluation du coût de la climatisation	129

CHAPITRE 4 LES ELEMENTS DES SYSTEMES DE CLIMATISATION

Climatiser un bâtiment peut se faire de plusieurs façons. Si les besoins sont ponctuels ou localisés, le maître d'ouvrage peut avoir recours à des appareils de faible puissance pour ainsi rafraîchir indépendamment chaque pièce.

Ce type de climatisation est qualifié de décentralisée et fait appel à des climatiseurs individuels. Si les besoins sont globaux et réguliers, le maître d'ouvrage préférera un ou des appareils de puissance plus importante rafraîchissant tout ou partie du bâtiment avec plus ou moins d'indépendance entre les différentes zones. Ce type de climatisation est qualifié de centralisée. Le schéma suivant reprend un système centralisé.

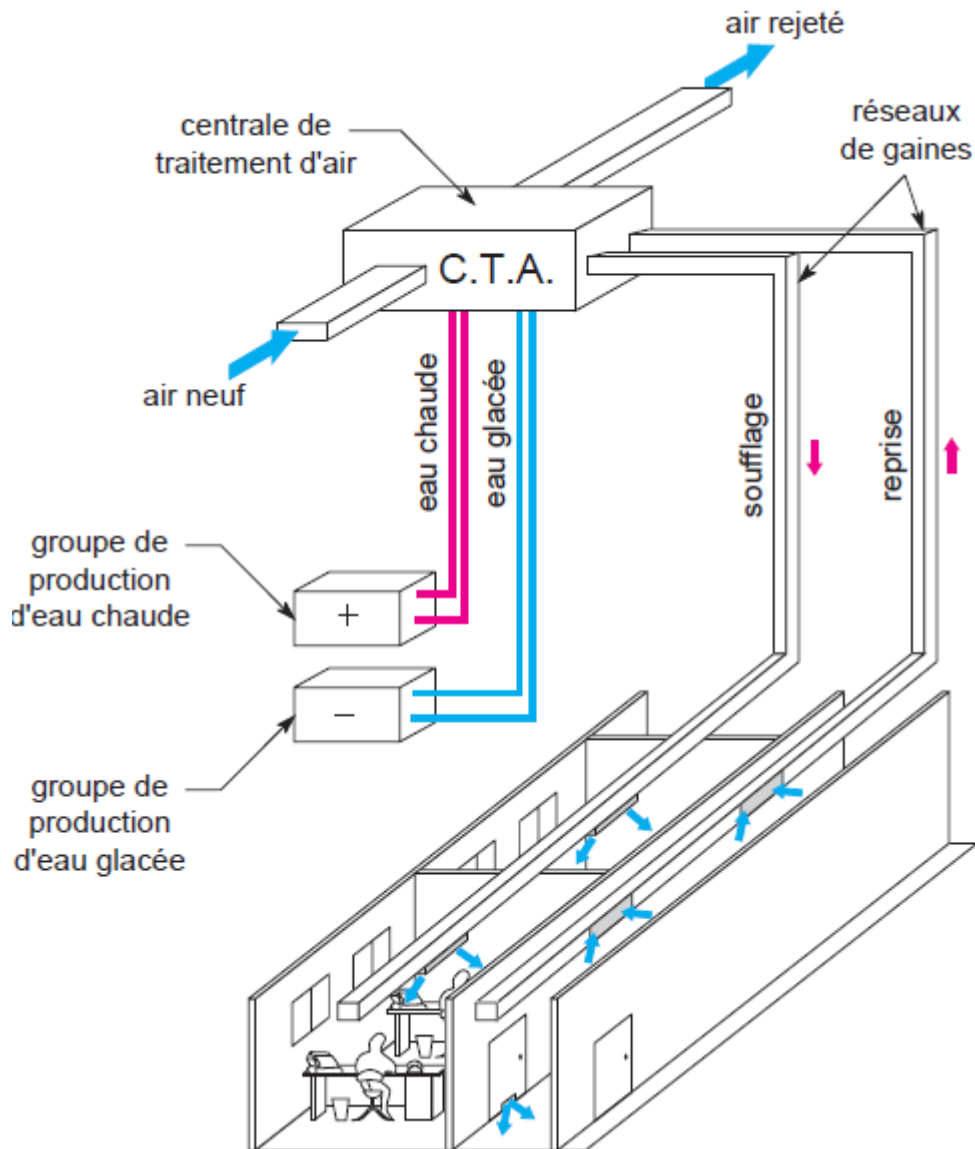


Figure 4.1

4.1 CENTRALE DE TRAITEMENT D'AIR (C.T.A.)

4.1.1 FILTRATION DE L'AIR

L'augmentation de fiabilité et la baisse des coûts de la vitesse variable offre un grand potentiel d'économies sur la ventilation et la circulation d'eau. Cette tendance est contrebalancée par l'importance croissante de la qualité de l'air intérieur qui peut se traduire par une augmentation des débits minimum d'air, une filtration accrue et donc des dépenses d'énergie en augmentation.

L'efficacité des filtres à air est évaluée selon des méthodes différentes selon leur efficacité, et propres à la norme de référence utilisée.

Les méthodes les plus couramment utilisés et qui permettent d'identifier directement le type de filtre requis en fonction des préconisations indiquées :

- selon la norme EN 779
- selon Eurovent 4/5
- selon la norme Pr EN 1822

	Norme EN 779	Eurovent 4/5	Rendement moyen %
Groupe de filtres	Classe	Classe	
Grossier Gravimétrique Δp max : 250 Pa	G1	EU1	$Am^* < 65$
	G2	EU2	$65 \leq Am < 80$
	G3	EU3	$80 \leq Am < 90$
	G4	EU4	$90 \leq Am$
Fin Opacimétrique Δp max : 450 Pa	F5	EU5	$40 \leq Em^* < 60$
	F6	EU6	$60 \leq Em^* < 80$
	F7	EU7	$80 \leq Em^* < 90$
	F8	EU8	$90 \leq Em^* < +95$
	F9	EU9	$95 \leq Em$
	Norme pr EN 1822		Efficacité globale MPPS*
HEPA	H10		85
	H11		95
	H12		99,5
	H13		99,95
	H14		99,995
ULPA	H15		99,9995
	H16		99,99995
	H17		99,999995
Am	efficacité de filtration (proportion pondérale retenue)		
Em	efficacité de filtration opacimétrique		
MPPS	efficacité pour la particule pénétrante		
HEPA	high efficiency particulate air		
ULPA	ultra low penetration air		

Figure 4.2

La filtration devra assurer :

- la protection de la centrale de traitement d'air (CTA) contre l'encrassement et le développement des microorganismes
→ entrée de la centrale nécessaire : F6 (65 % OPA) souhaitable : F7 (85 % OPA)
- la protection du réseau aéraulique de distribution d'air et de ses terminaux
→ sortie de la centrale : filtres haute efficacité: F9 (95 % OPA)
- le traitement de l'air pour garantir la classe d'empoussièrement
→ zone 2 : F9 (95 % OPA) suffisant en sortie de centrale ou en gaine.
→ zones 3 et 4 : filtres très haute efficacité (filtres absolus) H 13 (99,95 % DOP) situé de préférence à l'entrée du local traité.
- la protection du réseau de reprise → F6 (65 % OPA)
- le suivi du colmatage des filtres est assuré par mesure de la perte de charge (capteur de pression – tube de Pitot), pour en garantir le remplacement en temps voulu et :
- maintenir les débits
- maintenir les niveaux de pression des locaux
- protéger les filtres très haute efficacité (durée de vie : 3 à 5 ans)

Conformément à la norme NBN EN 13053, les données suivantes doivent être affichées sous une forme clairement visible sur la section de filtrage du caisson de traitement d'air : classe du filtre, type de moyen de filtrage, perte de charge finale.

La valeur de chute de pression du filtre pour le débit volume de conception, considérée pour la sélection du ventilateur doit être égale à la moyenne des pertes de pression initiale (filtre propre) et finale (filtre couvert de poussière), sauf pour certains cas spécifiques (exigences hygiéniques particulières) pour lesquels le débit nominal constant est à garantir jusqu'à la perte de charge maximale finale du filtre.



Figure 4.3 Mesure colmatage d'un filtre

Le choix de la classe de filtre pourra se baser sur les indications suivantes :

Classe	Applications
G1 ou G2	par exemple pour les aérothermes d'un garage, où la filtration ne doit pas être très poussée, ou si des filtres plus fins posent des problèmes de perte de charge.
G3 ou G4	Pour les ventilo-convecteurs,
M5 ou M6	pour les locaux faciles à nettoyer et ne contenant pas d'objets sensibles à la poussière : halls d'exposition, salles de sport, piscines.
F7	bureaux, salles de conférence, bibliothèques, musées, salles de cours, laboratoires, cuisines et restaurants.
F8 ou F9	salles d'ordinateurs, hôpitaux (locaux abritant des patients, à l'exclusion des salles d'opération et autres locaux "propres" ou stériles).
H10 à H14	pour des salles à empoussièremement contrôlé : laboratoires exigeant de l'air très pur, salles d'opération ou de stérilisation, salles blanches, centrales nucléaires.
U15 à U17	salles stériles, salles blanches, centrales nucléaires,...

L'installation ne comprendra en principe pas de préfiltre. Celui-ci peut cependant être installé dans les cas suivants :

- Les filtres des groupes H et U et à charbon actif seront toujours précédés d'un filtre de classe minimale F7 (sur l'air frais).
- Lorsque l'air à filtrer contient des quantités importantes de grosses particules, un préfiltre F5 se justifie.
- Un filtre F8 ou F9 en pulsion sera généralement précédé d'un filtre F7 sur l'air frais.

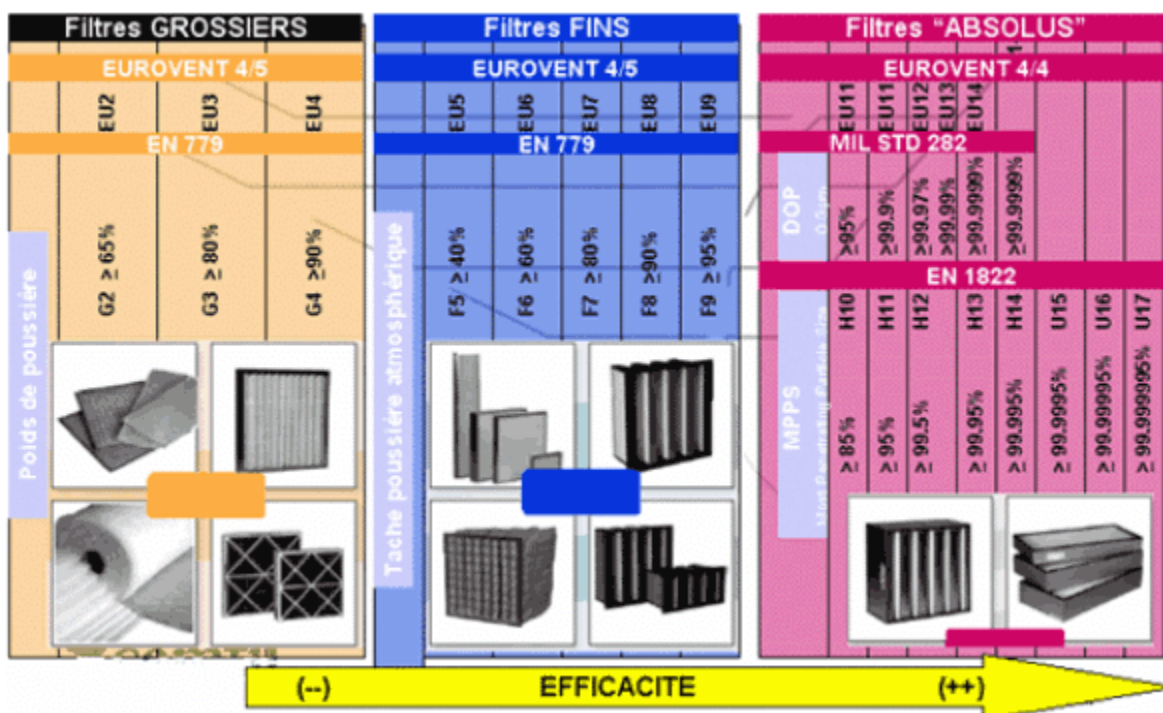


Figure 4.4

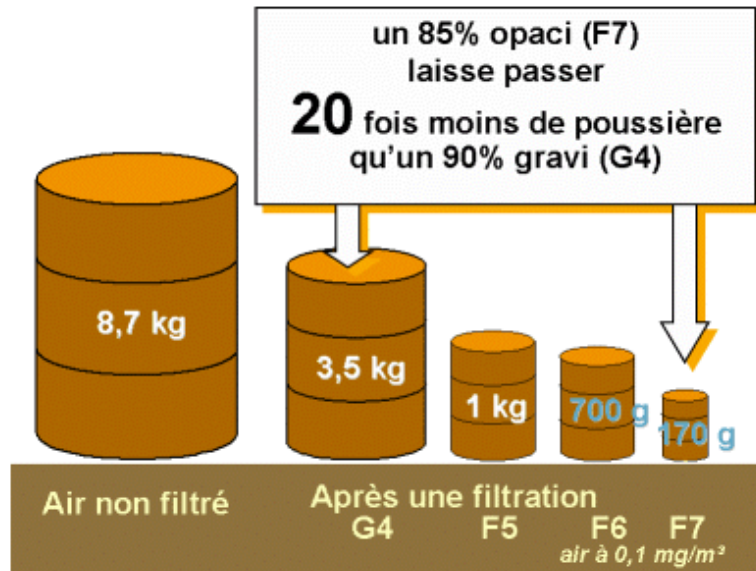


Figure 4.5



Figure 4.6

Un encrassement du filtre entraîne une diminution du débit d'air neuf. Le taux de renouvellement de l'air neuf n'est plus respecté.

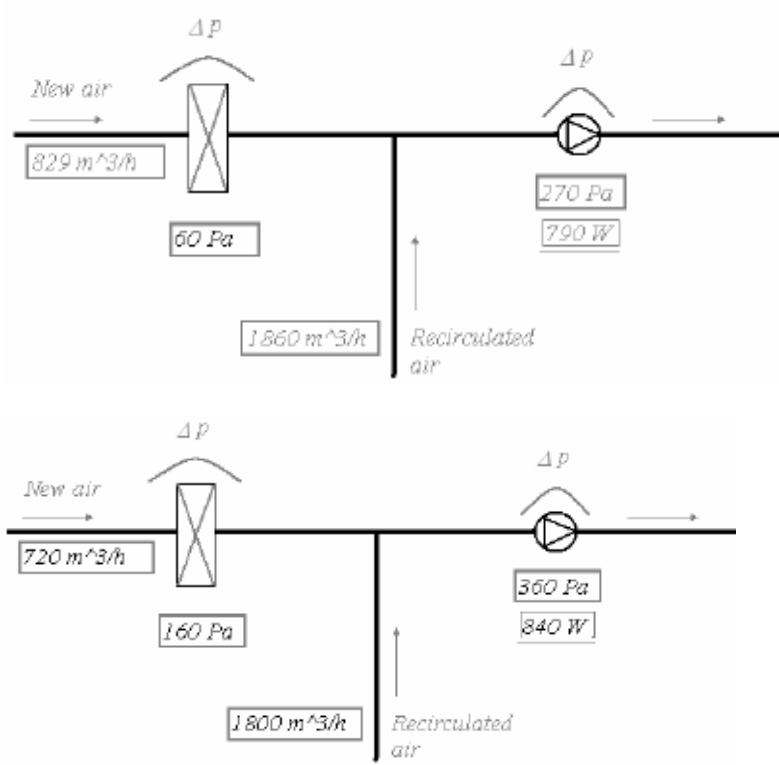


Figure 4.7

Quelle est l'énergie consommée par un filtre (en kWh) ?

$$\text{Energie} = \frac{\text{Débit} \times \text{perte de charge} \times \text{temps de fonctionnement}}{3600 \times \text{rendement du ventilateur} \times 1000}$$

Un filtre dépense donc de l'énergie. La consommation électrique du ventilateur est proportionnelle :

- Au débit
- Perte de charge
- Temps de fonctionnement
- Rendement du ventilateur

Donc, une diminution de 30% de la perte de charge = une diminution de 30% de la consommation d'énergie.
Pour un débit d'air de 30000 m³/h, et un fonctionnement 24h/24 :

SITUATION 1 :

2 étages de filtrations de 10 filtres G4+F7

perte de charge moyenne = 274 Pa

coût = 0,1539 EUR/kWh (tarif Sibelga 2012)

$$\text{consommation} = \frac{30000[m^3/h] \times 274[Pa] \times 8760[h]}{0,65 \times 1000 \times 3600} = 30772 \text{ kWh}$$

Soit 4735 EUR/an

SITUATION 2:

2 étages de filtrations de 10 filtres F6+F7

perte de charge moyenne = 206 Pa

coût = 0,1539 EUR/kWh (tarif sibelga 2012)

$$\text{consommation} = \frac{30000[m^3/h] \times 206[Pa] \times 8760[h]}{0,65 \times 1000 \times 3600} = 23135 \text{ kWh}$$

Soit 3560 €/an

4.1.2 BATTERIES DE REFROIDISSEMENT ET DE CHAUFFE

La batterie chaude assure le préchauffage ou le chauffage de l'air (eau chaude, résistances blindées, à fils nus) . La batterie froide assure le refroidissement avec ou sans la déshumidification. (eau froide ou en fluide frigorigère).

La batterie comporte un certain nombre de tubes sur lesquels sont serties ou soudées des ailettes. Les tubes constituent un certain nombre de circuits en parallèle reliés par un distributeur et un collecteur de façon à limiter la perte de charge et à augmenter l'efficacité de la batterie.

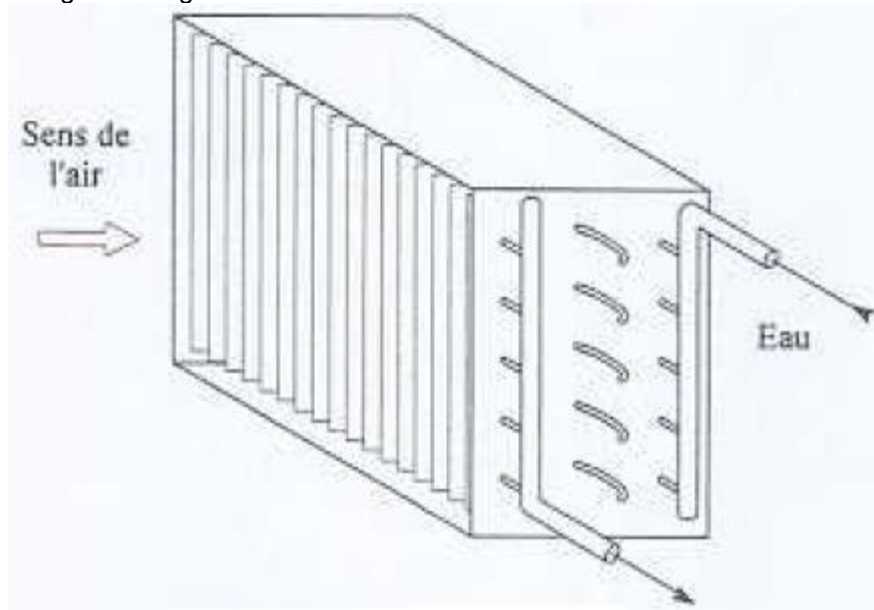


Figure 4.8 Batterie 5 circuits et 3 rangs

L'entrée d'eau est raccordée au collecteur situé à la sortie d'air de la batterie pour obtenir un système à contre-courant entre l'air et l'eau. Les entrées et sorties d'eau sont souvent indiquées par des plaques signalétiques pour éviter toute erreur.

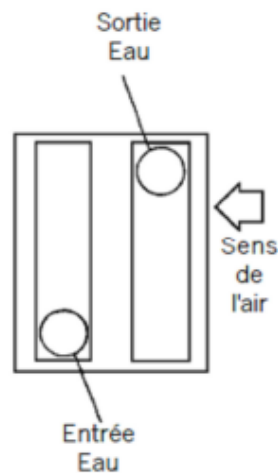


Figure 4.9

Quel est l'intérêt de travailler à contre-courant ? La puissance maximale échangée par la batterie est donnée par la formule :

$$P = K \times S \times \Delta\theta \text{ en kW}$$

Avec

K = coefficient d'échange thermique en (W/m².K) donné par le fabricant de la batterie

S = surface d'échange de la batterie (m²)

$$\Delta\theta = \frac{(\theta_{1e} - \theta_{2s}) - (\theta_{1s} - \theta_{2e})}{\ln\left(\frac{\theta_{1e} - \theta_{2s}}{\theta_{1s} - \theta_{2e}}\right)} = \text{différence de température logarithmique moyenne en K}$$

L'évolution des températures dans un échangeur à courant parallèle

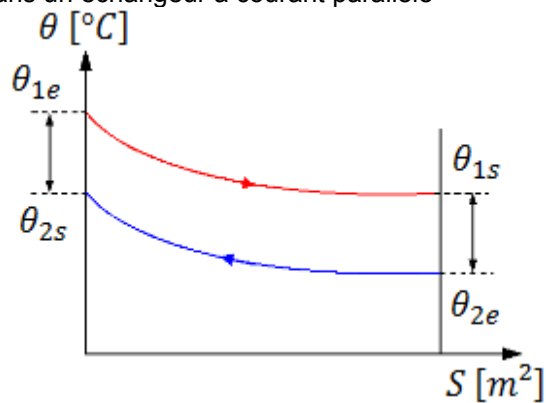


Figure 4.10

L'évolution des températures dans un échangeur à contre-courant

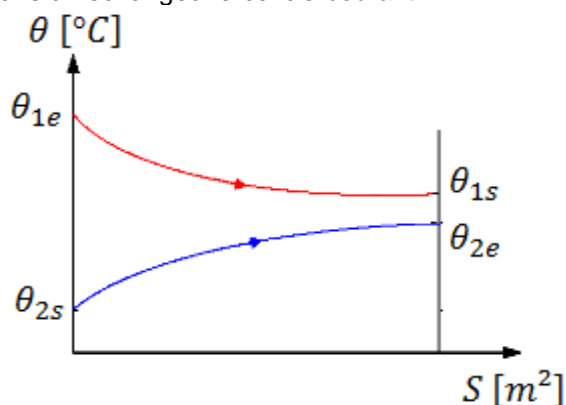


Figure 4.11

Le terme $\Delta\theta$ est plus élevé quand l'échange thermique entre deux fluides se fait à contre-courant. La puissance échangée sera plus importante.

La perte de charge côté air des batteries doit être limitée au maximum. Il est recommandé de viser la catégorie "faibles pertes de charge" des tableaux suivants (extrait de la EN 13779 pour les batteries) :

Pertes de charge maximales			
Composant	Pertes de charge faibles [Pa]	Pertes de charge moyennes [Pa]	Pertes de charge élevées [Pa]
Batterie chaude	40	80	120
Batterie froide	100	140	180

Figure 4.12

La consommation du ventilateur sera toujours nettement plus importante que la consommation de la pompe faisant circuler l'eau chaude ou froide.

Bonne pratique : la vitesse frontale de passage de l'air dans les échangeurs devrait rester dans une plage de 2 à 3,5 m/s.

Pour faire varier la puissance de la batterie, la grandeur à régler est, soit le débit d'eau (avec une vanne 2 voies ou vannes 3 voies), soit la température d'entrée d'eau. (avec une vanne 3 voies et une pompe)
 La régulation par variation de débit est la solution la plus utilisée car elle entraîne un moindre coût. Pour des débits faibles, la variation de puissance est très importante, ce qui rend la régulation difficile (instabilités, pompes). Ce phénomène s'amplifie pour des efficacités faibles ; une batterie d'efficacité inférieure à 10% ne peut être régulée par ce mode.
 La régulation par variation de température d'entrée d'eau est la meilleure solution car alors la puissance échangée est proportionnelle à la température d'entrée.

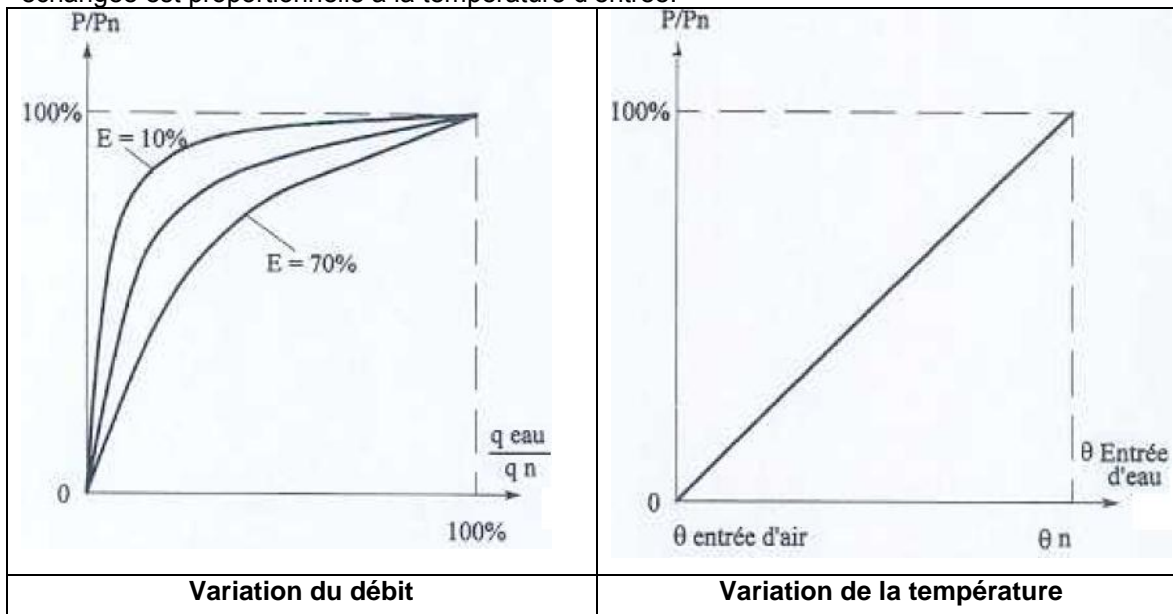
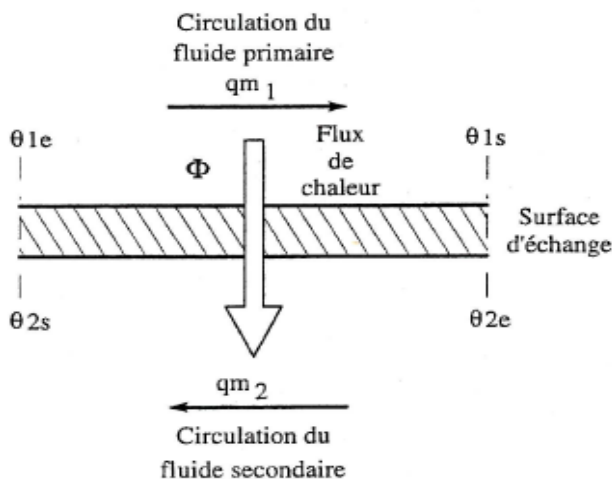


Figure 4.13

4.1.2.1 Efficacité d'une batterie

Pour la batterie de chauffe, l'efficacité d'un échangeur est définie par l'expression :

$$E = \frac{\text{puissance réelle transmise}}{\text{puissance maximale transmise}} \quad E = \frac{\sup(\Delta\theta_1, \Delta\theta_2)}{\Delta\theta_e}$$



$$\begin{aligned} \Delta\theta_1 &= \theta_{1e} - \theta_{1s} \\ \Delta\theta_2 &= \theta_{2s} - \theta_{2e} \\ \Delta\theta_e &= \theta_{1e} - \theta_{2e} \end{aligned}$$

Figure 4.14

L'intérêt principal réside dans la prévision du comportement de l'échangeur dans des conditions différentes de celles qui ont servi à son dimensionnement.

Exemple 1 :

Une batterie chaude alimentée en eau à 90/70 °C préchauffe un débit de 0,5 kg/s d'air extérieur. Elle est dimensionnée pour préchauffer cet air de -10°C à +5°C. Pour une température extérieure = +5°C, déterminer :

- Température de sortie de l'air
- Puissance de la batterie
- Température de sortie de l'eau

$$P = Q \times c \times \Delta\theta = 0,5 \left[\frac{kg}{s} \right] \times 1 \left[\frac{kJ}{kg.K} \right] \times (5 - (-10)) [K] = 7,5 [kW]$$
$$q = \frac{P}{c \times (\Delta\theta)} = \frac{7,5 [kW]}{4,18 \left[\frac{kJ}{kg.K} \right] \times (90 - 70) [K]} = 0,09 \left[\frac{kg}{s} \right] = \text{débit d'eau}$$

$$\Delta\theta_1 = 90 - 70 = 20$$
$$\Delta\theta_2 = 5 - (-10) = 15$$
$$\Delta\theta_e = 90 - (-10) = 100$$

$$E = \frac{20}{100} = 20 \%$$
$$\theta_{1s} = 90 - 0,2 \times (90 - 5) = 73 \text{ °C}$$
$$P = 0,09 \times 4,18 \times (90 - 73) = 6,4 \text{ kW}$$
$$\theta_{2s} = 5 + \frac{6,4}{0,5 \times 1} = 17,8 \text{ °C}$$

Exemple 2 :

Une centrale de traitement d'air prépare un débit de 2 kgas/s d'air pris à l'extérieur jusqu'à une température de 20 °C. L'eau chaude est produite soit par une chaufferie jusqu'à 80°C, soit par une récupération sur la machine frigorifique jusqu'à 45°C. Les températures utilisées pour le dimensionnement : entrée d'eau chaude $\theta_{1e} = 80^\circ\text{C}$

sortie d'eau chaude $\theta_{1s} = 65^\circ\text{C}$
entrée d'air $\theta_{2e} = -5^\circ\text{C}$
sortie d'air $\theta_{2s} = 20^\circ\text{C}$

Puissance batterie de chauffe : $P = 2 \times 1 \times (20 - (-5)) = 50 \text{ kW}$
Débit d'eau chaude : $q_m = 50 / (4,18 \times (80-65)) = 0,8 \text{ kge/s}$

$$E = \frac{\sup(\Delta\theta_1, \Delta\theta_2)}{\Delta\theta_e}$$

Où $\Delta\theta_1 = 80 - 65 = 15 \text{ °C}$
 $\Delta\theta_2 = 20 - (-5) = 25 \text{ °C}$

$$E = \frac{25}{80 - (-5)} = \frac{25}{85} = 30\%$$

$$E = \frac{\theta_{2s} - \theta_{2e}}{\theta_{1e} - \theta_{2e}} \rightarrow \theta_{2e} = \frac{\theta_{2s} - E \times \theta_{1e}}{1 - E} = \frac{20 - 0,30 \times 45}{1 - 0,3} = 9 \text{ °C}$$

Pour des températures extérieures supérieures à 9°C, la récupération fournit la chaleur nécessaire et la chaufferie n'est plus sollicitée.

La batterie est composée :

- de **tubes** dans lesquels passe le fluide de refroidissement,
- d'**aillettes** 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.

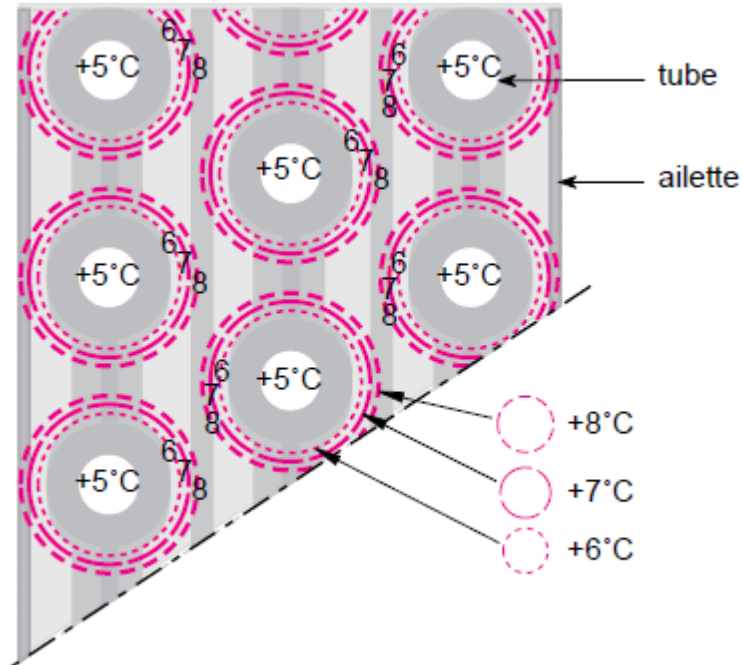


Figure 4.15

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'aillette.

La température mesurée en sortie de batterie est la résultante du mélange des différentes températures : c'est le facteur de bipasse BF

L'efficacité d'une batterie froide peut être définie comme le pourcentage d'air traité par rapport à la masse total d'air : $\varepsilon = 1 - BF$

Les caractéristiques qui influent sur le "BF" sont :

- Surface d'échange externe (nombre de tubes; espacement des ailettes) : à une diminution de la surface d'échange correspond une augmentation du BF
- Vitesse de passage de l'air : à une diminution de la vitesse correspond une diminution du BF (temps de contact plus grand entre l'air et la surface d'échange)

L'influence de la surface d'échange est plus importante que celle de la vitesse.

Les valeurs courantes du [BF] sont comprises entre 6 et 35 % avec une moyenne à 20 %.

4.1.2.2 Evacuation condensats batterie de refroidissement

Toutes les batteries froides, qu'elles soient à eau ou à détente directe, sont équipées d'un bac de récupération de condensats. L'eau condensée sur la batterie est recueillie dans ce bac de récupération. Celui-ci est raccordé par une tubulure d'évacuation vers un **siphon** à l'air libre.

Le ventilateur "attire" en fait l'eau et en empêche l'évacuation. Pour que l'eau s'écoule, nous avons besoin d'une chambre de compensation (B)

Le rôle du siphon permet

- Le bon écoulement de l'eau.
- Dans le cas d'un système en dépression (batterie froide avant le ventilateur), il empêche l'entrée de l'air extérieur.
- Dans le cas d'un **système en surpression (batterie froide après le ventilateur)**, il évite une perte de l'air pulsé.

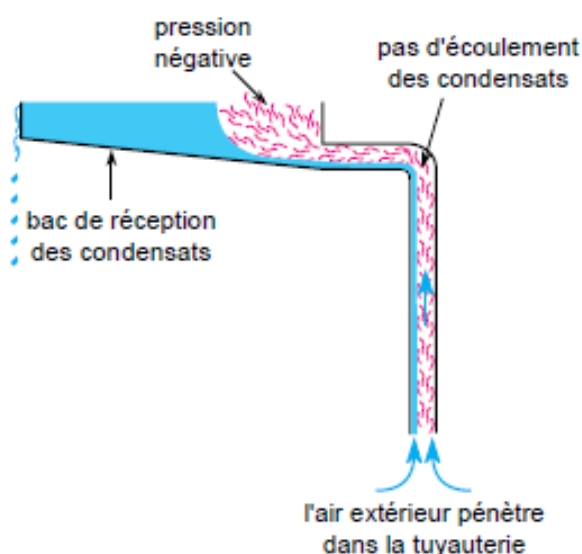


Figure 4.16

En l'absence de siphon, l'air extérieur s'engouffre dans la tuyauterie et empêche l'évacuation des condensats. Le bac d'eau déborde et des gouttelettes d'eau sont entraînées par l'air dans le gainage de ventilation.

Pour un ventilateur en régime, le niveau des condensats B sera stabilisé à la valeur de la pression négative du système. La cote H devra être égale à au moins deux fois la valeur de cette pression négative.

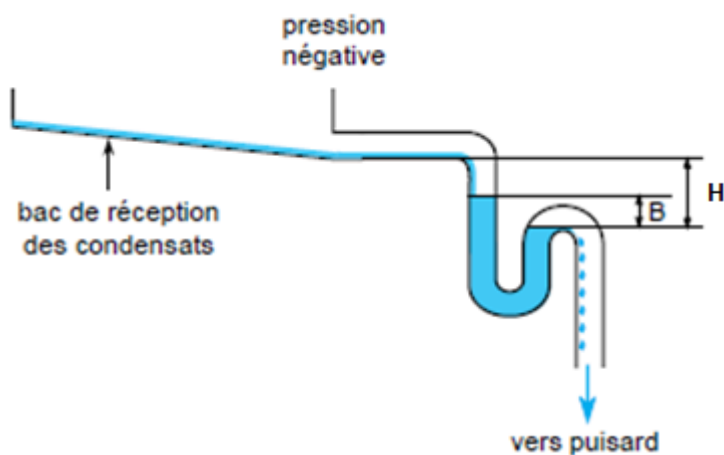


Figure 4.17

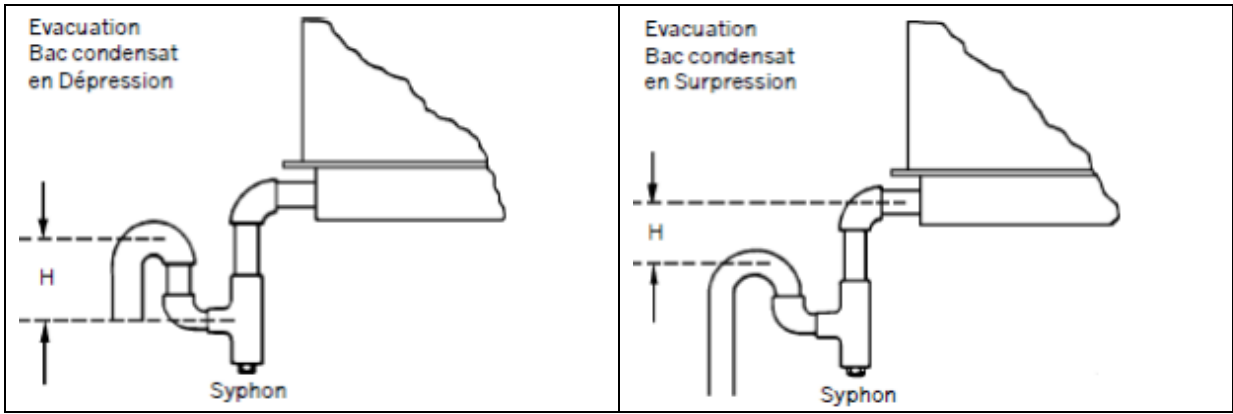


Figure 4.18

4.1.3 HUMIDIFICATEURS

L'humidificateur sert à augmenter la teneur en eau de l'air traité c'est à dire augmenter l'humidité absolue. Pour qu'il y ait humidification, il faut un contact étroit et intensif entre l'air et la source d'humidité. Cette source d'humidité peut être de l'eau pulvérisée ou de la vapeur.

Deux grandes familles d'humidificateurs existent : laveur à eau recyclé, à vapeur

Les différents types d'humidificateurs :

- Humidificateurs à eau.
- Humidificateurs-laveurs ;
- Humidificateurs à évaporation.
- Humidificateurs à buses fixes et pulvérisation d'eau atomisée par air comprimé ;
- Humidificateurs à pulvérisation d'eau atomisée par buse rotative ;
- Humidificateurs à pulvérisation d'eau atomisée par centrifugation ;
- Humidificateurs à pulvérisation d'eau atomisée par ultrasons.
- Humidificateurs à vapeur ;

4.1.3.1 « laveur » à eau recyclée

On trouve des **laveurs à ruissellement**, soit des laveurs à **pulvérisation**.

Pour les **laveurs à ruissellement**, l'eau est répartie au sommet d'une structure alvéolaire (« nid d'abeilles ») ou d'une cassette munie de cordes (« amazone ») de façon à offrir une grande surface d'échange air-eau. Cette technologie permet d'atteindre une grande efficacité avec un faible encombrement. La surface de contact entre air et eau doit donc être maximale, grâce

- soit au passage de l'eau dans une structure alvéolaire, type nid d'abeilles,
- soit à l'imprégnation de l'eau dans un média spécial au travers duquel l'air s'infiltré,
- soit au ruissellement de l'eau sur une surface en contact avec l'air.

La fraction non évaporée de l'eau est recueillie dans le bac et recyclée.

La **pulvérisation** consiste à propulser et pulvériser mécaniquement un jet d'eau. On parle d'un caisson "laveur d'air", Le principe est de créer un fin brouillard par des micro-gouttelettes d'eau froide en suspension. Pour éviter que les gouttelettes d'eau ne se dispersent dans la pièce ou dans la gaine d'air, on utilise ce qu'on appelle un **séparateur de gouttelettes**. L'eau excédentaire, qui n'a pas pu s'évaporer, retombe dans le bac au fond du caisson où une pompe la recycle vers la rampe de gicleurs.

Afin d'éviter l'entartrage des pulvérisateurs, du bac, des gaines et des « amazones », il est conseillé d'utiliser une eau ayant subi un adoucissement puis un mitigeage pour atteindre 7 à 15°F de dureté.

Il est recommandé de suivre régulièrement la qualité de l'eau du bac d'humidification : du point de vue chimique (conductivité, dureté ...) et du point de vue bactériologique (germes totaux, legionella pneumophila ...). Autres recommandations : vider le bac afin d'éviter la stagnation de l'eau, nettoyage régulier, inspection de l'état de la surface.



Figure 4.19 Casette « Amazone »

À pulvérisation avec recyclage pour pompe

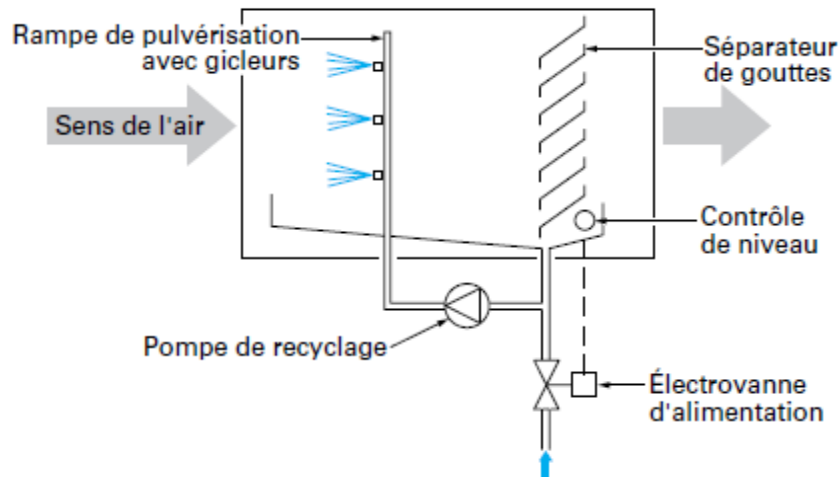


Figure 4.20

A pulvérisation à eau perdue

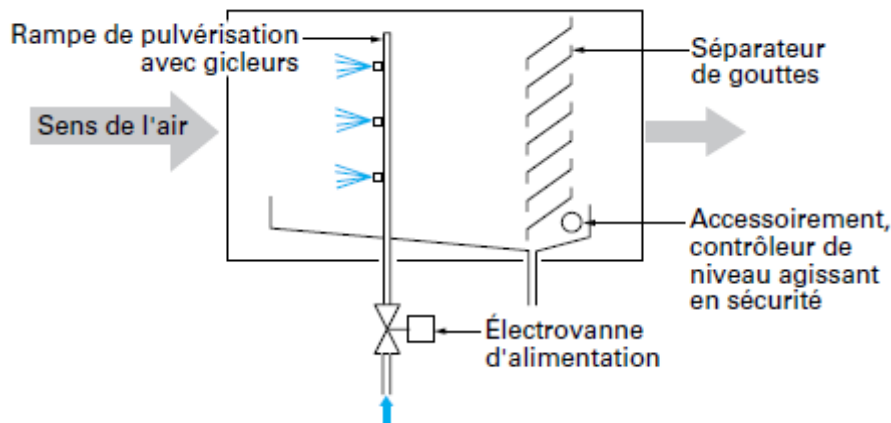


Figure 4.21

L'eau évaporée ne contient pas de sels. Ceux-ci retombent avec l'eau excédentaire dans le bac, au fond de l'humidificateur. La concentration en sels dans l'eau du bac augmente régulièrement si bien qu'il est prévu une déconcentration par un renouvellement périodique de cette eau. Un robinet à flotteur permet l'alimentation automatique en eau d'appoint pour compenser les pertes par évaporation et par le débit de déconcentration. A noter que la fréquence de déconcentration peut être automatisée par une mesure de la conductivité électrique qui augmente avec la teneur en sels. Le constructeur précise généralement le pourcentage de déconcentration à adopter en fonction de la qualité de l'eau. Le contrôle d'une éventuelle humidification de la gaine à la sortie du caisson est utile pour prévenir tout foyer de développement de germes. Cela pourrait être la conséquence d'une vitesse trop élevée de l'air dans le caisson, emportant les gouttelettes au-delà du séparateur.

Le **rendement** de l'humidificateur (ou efficacité ϵ) à pulvérisation est égal au rapport suivant :

$$\epsilon = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_3} = \frac{x_1 - x_2}{x_1 - x_3}$$

X (greau/kg as)

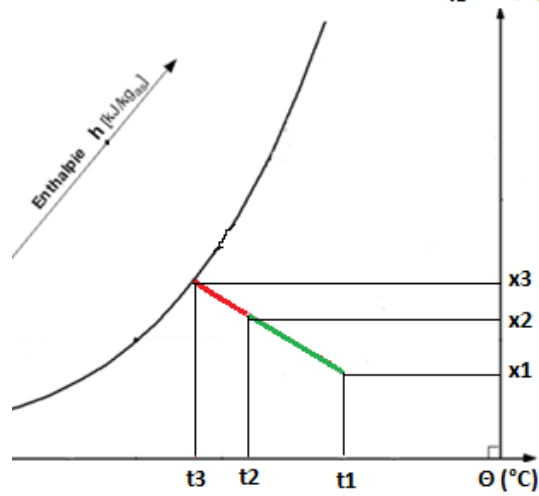


Figure 4.22

Le rendement (ou efficacité) est fonction :

- de la finesse des gouttelettes d'eau, donc de la qualité de la pulvérisation,
- du temps de contact entre l'air et l'eau, donc de la dimension du caisson d'humidification. (L'eau ayant une vitesse de chute donnée et la centrale une hauteur limitée, il peut être nécessaire de multiplier le nombre de rampes de pulvérisation afin d'augmenter le temps de contact).

L'humidification à eau perdue est très onéreuse. Il y a en effet une proportion de 1 à 10 entre la quantité d'eau pulvérisée (donc dépensée) et la quantité d'eau réellement absorbée (donc consommée).

L'humidificateur à ruissellement avec recyclage par pompe fonctionne comme suit :

1. L'eau ruisselle sur un support dont la surface est très importante.
2. L'air circule à travers l'épaisseur de ce support et se trouve en contact avec la surface humide.
3. L'eau s'évapore sous l'effet de la chaleur cédée par l'air.

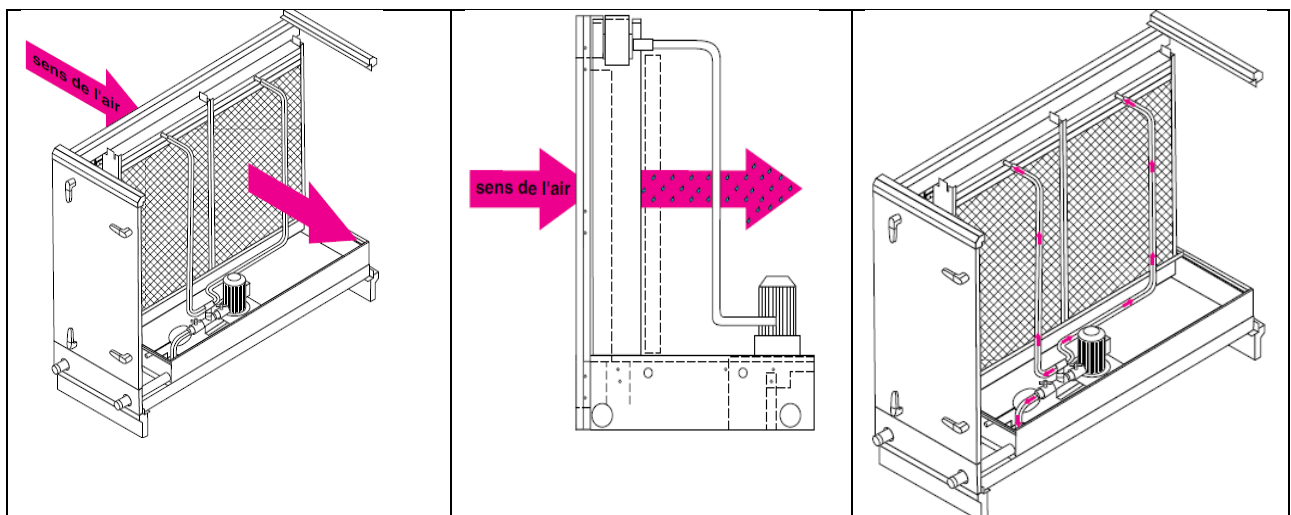


Figure 4.23

4.1.3.2 A vapeur

Les avantages par rapport à l'humidification à eau sont :

- un rendement élevé; Il est possible d'atteindre des humidités relatives de 90 à 95%.
- Pas de séparateurs à gouttelettes
- un apport d'humidité stérile
- processus isothermique (pas de batterie de post-chauffe)

Mais il faut tenir compte :

- de la consommation d'énergie due à la production de vapeur
- du suivi de l'entartrage des humidificateurs ou du maintien de la qualité d'eau requise pour l'installation de production de vapeur

Deux types d'humidificateurs existent :

- **A résistance**

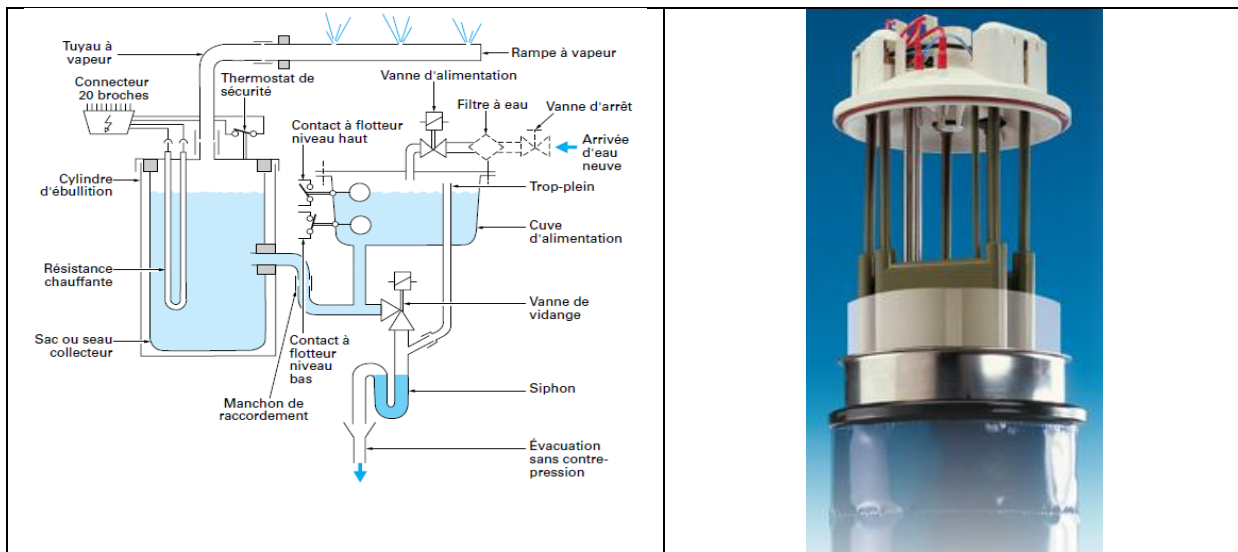


Figure 4.24

La variation du débit de vapeur est réalisée par la variation de la puissance électrique des résistances

- **A électrodes**

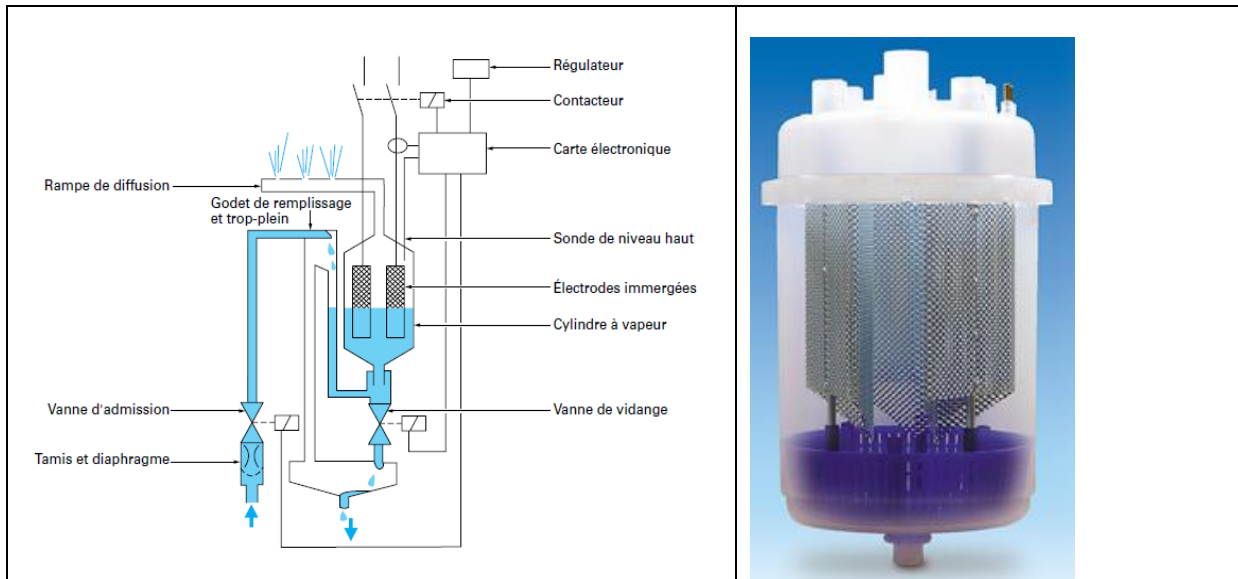


Figure 4.25

La variation du débit de vapeur est réalisée par variation du niveau d'eau. L'eau sert de conducteur électrique entre deux électrodes grâce aux sels minéraux qu'il contient. L'intensité, donc la puissance électrique est proportionnelle à la surface mouillée des électrodes.

L'utilisation d'humidificateurs à vapeur électriques sera limitée aux applications de faible débit ou demandant une qualité d'air très stricte.

Dans les « grosses installations », la vapeur peut être produite par une ou des chaudière(s) à vapeur.

4.1.3.3 Humidification par atomisation ou « brumisation » (pas de recyclage)

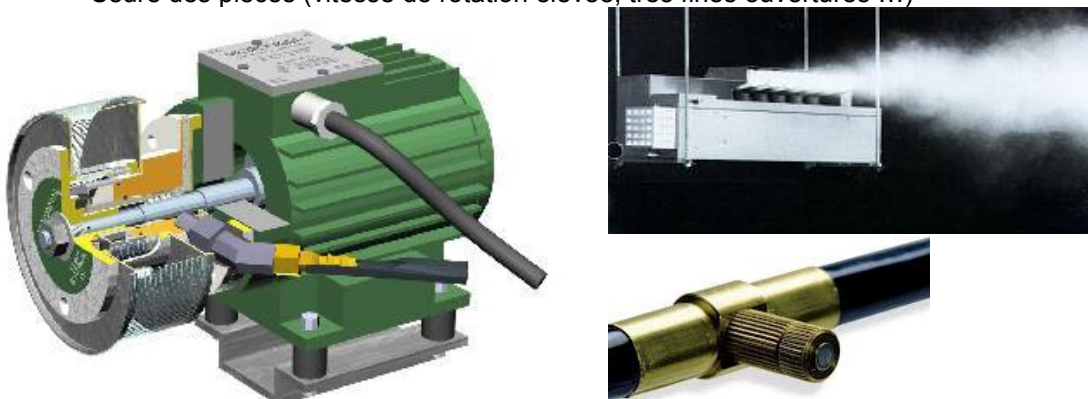
Plusieurs systèmes existent pour permettre d'humidifier l'air par atomisation : ultrasons, air comprimé, rotor qui tourne à haute vitesse ... Le principe consiste à produire de très fines gouttelettes (« brouillard »).

Avantages :

- Faible consommation d'énergie
- Rendement élevé
- L'eau ne stagne pas dans un bac

A surveiller :

- Recommandations en matière de qualité d'eau (souvent de l'eau osmosée)
- Usure des pièces (vitesse de rotation élevée, très fines ouvertures ...)



Figures 4.27

Exemples de pulvérisateur par atomisation : rotor, ultrason, air comprimé

4.1.4 VENTILATEURS

Un ventilateur est une turbomachine susceptible de créer une différence de pression (inférieure à 30000 Pa) permettant l'écoulement de l'air entre l'amont et l'aval. Le ventilateur fournit à l'air une grande partie de l'énergie mécanique qu'il reçoit sur son arbre. La perte de pression totale liée à la résistance du réseau de distribution à l'écoulement d'un débit d'air donné est appelée "**perte de charge**" du réseau.

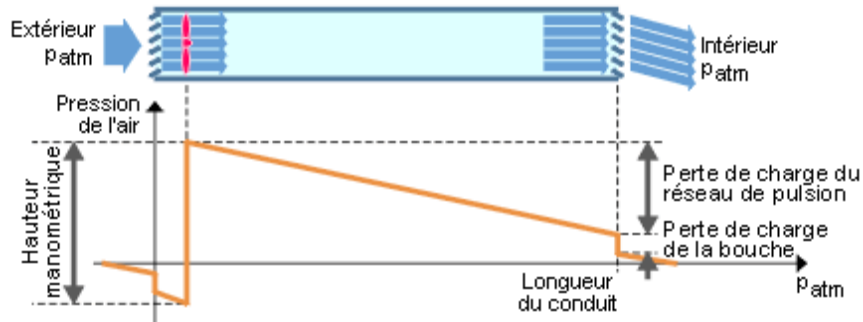
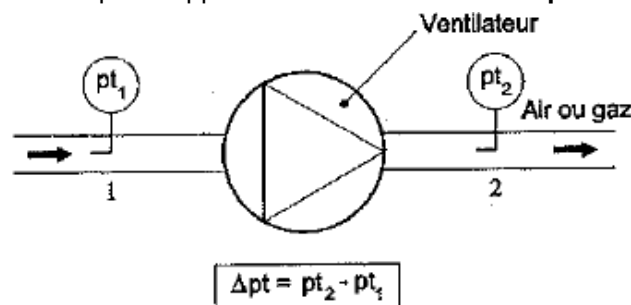


Figure 4.28

La différence de pression totale Δp_t est appelée « **hauteur manométrique** » du ventilateur ou « **charge du ventilateur** »



p_{t_1} : Pression totale à l'entrée du ventilateur [Pa]

p_{t_2} : Pression totale à la sortie du ventilateur [Pa]

Figure 4.29

Si l'on branche un ventilateur sur un circuit de ventilation, il stabilisera son débit à une valeur pour laquelle la pression qu'il fournit équivaut à la résistance du circuit. Ce point est le seul point de fonctionnement possible. Il correspond à l'intersection des courbes caractéristiques du ventilateur et du circuit. Il définit la hauteur manométrique et le débit fournis par le ventilateur lorsque, fonctionnant à une vitesse donnée, il est raccordé au réseau considéré.

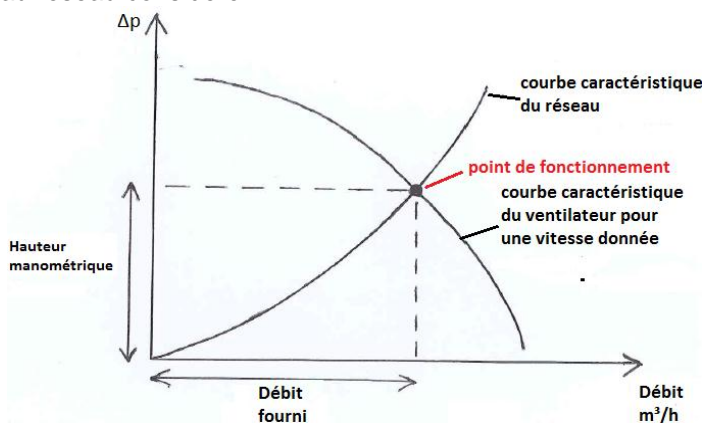







Figure 4.30

4.1.4.1 Types de ventilateurs

Plusieurs classifications sont possibles. La classification la plus courante se fait suivant la trajectoire de l'air dans la roue. On distingue les ventilateurs centrifuges, hélicoïdaux et tangentiels.

ROUE LIBRE OU MOYENNE PRESSION Pression disponible > 1500 Pa	Centrifuge à réaction (Moyenne Pression) 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ L'air entre selon l'axe de rotation et sort perpendiculaire à l'axe via la volute ▪ Peu de pales (6...12) tournées vers l'arrière (/sens de rotation) ▪ Rendement relativement élevé ▪ A vitesse de rotation donnée, la puissance mécanique est quasi constante. ▪ Le débit d'air dépend relativement peu de la perte de charge (courbe verticale)
	« Roue Libre » ou hélico-centrifuge 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Semblable au centrifuge à réaction sans volute ▪ Théoriquement, l'air devrait être éjecté radialement ; en fait, il tourne autour de la roue. ▪ Rendement correct mais inférieur au rendement des centrifuges à réaction (pression dynamique toujours perdue) ▪ Souvent utilisé pour faire un écoulement axial ▪ Souvent livré avec son moteur ▪ Le débit d'air dépend relativement peu de la perte de charge (courbe verticale)
BASSE PRESSION Pression disponible < 1500 Pa	Centrifuge à action (Basse Pression) 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ L'air entre selon l'axe de rotation et sort perpendiculaire à l'axe ▪ Beaucoup de petites pales tournées vers l'avant (/sens de rotation) ▪ Rendement relativement bas ▪ A vitesse de rotation donnée, la puissance mécanique varie beaucoup avec le point de fonctionnement. ▪ Le débit d'air varie beaucoup avec la perte de charge (courbe horizontale)
	Tangentiel 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ L'air entre et sort selon une direction perpendiculaire à l'axe de rotation. ▪ Beaucoup de pales étroites mais longues ▪ Très peu de pression disponible ▪ Performances très sensibles à l'alignement des composants
HELICOÏDAL Pression disponible nulle	Hélice 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Ecoulement axial en entrée et en sortie ▪ Peu de pression disponible ▪ Souvent livrée avec son moteur, pavillon, grille ▪ Dans la plupart des cas, la pression dynamique n'est pas utilisée (ventilateur de paroi)

Lors de l'étude de l'avant-projet, le point de fonctionnement se trouve à l'intersection de la courbe caractéristique du ventilateur pour la vitesse de rotation choisie et de la courbe caractéristique du réseau. En réalité, la perte de charge du réseau est plus ou moins élevée que prévu : le point de fonctionnement semble glisser à droite ou à gauche du point théorique sur la courbe caractéristique du ventilateur.

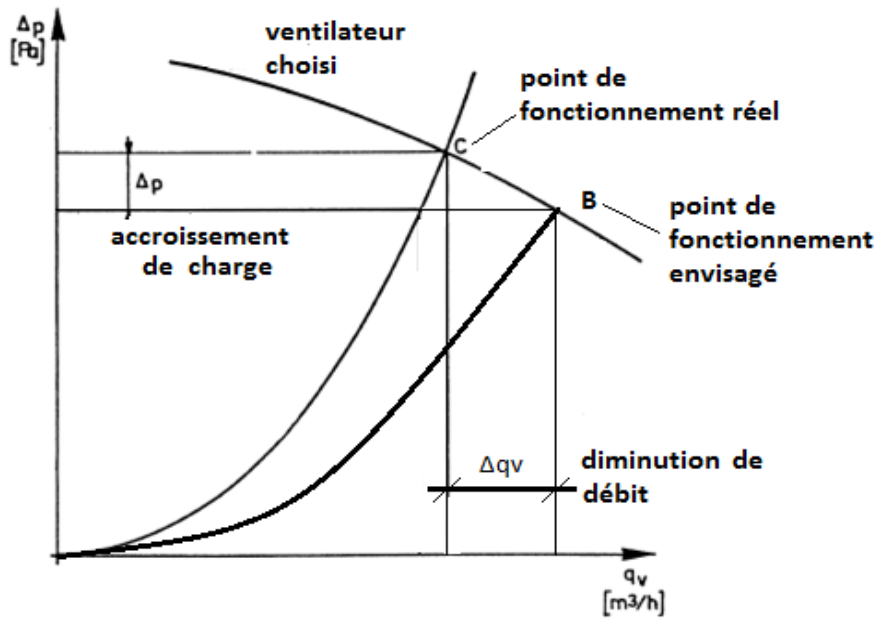


Figure 4.31

Le graphique ci-joint montre l'évolution du gain de pression totale des ventilateurs centrifuges à action et à réaction

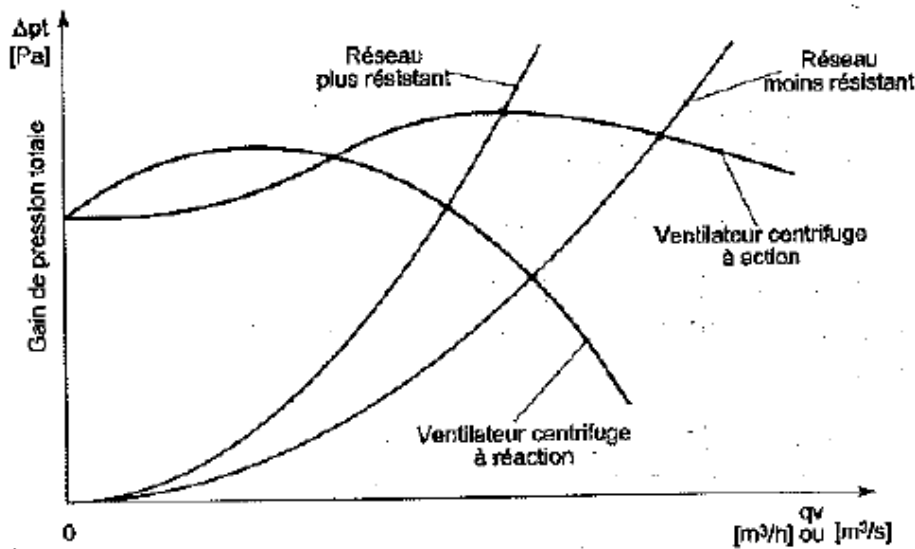


Figure 4.32

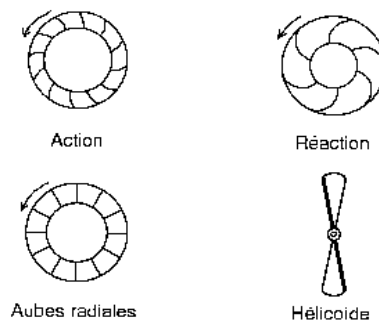


Figure 4.33

Critères de comparaison	Ventilateur à ACTION	Ventilateur à REACTION
Variation du débit lorsque la résistance du circuit varie	FORTE	FAIBLE
Variation du gain de pression lorsque le débit du circuit varie	FAIBLE	FORTE
Vitesse de rotation possible	FAIBLE (résistance mécanique des aubes limitée)	FORTE (résistance mécanique des aubes élevée)
Gain de pression possible	MOYEN	ELEVE
Puissance absorbée	Augmente avec le débit	Augmente avec le débit , puis décroît après un maximum
Rendement	60 à 75 %	75 à 85 %
Niveau sonore	Modéré	Elevé

Figure 4.34

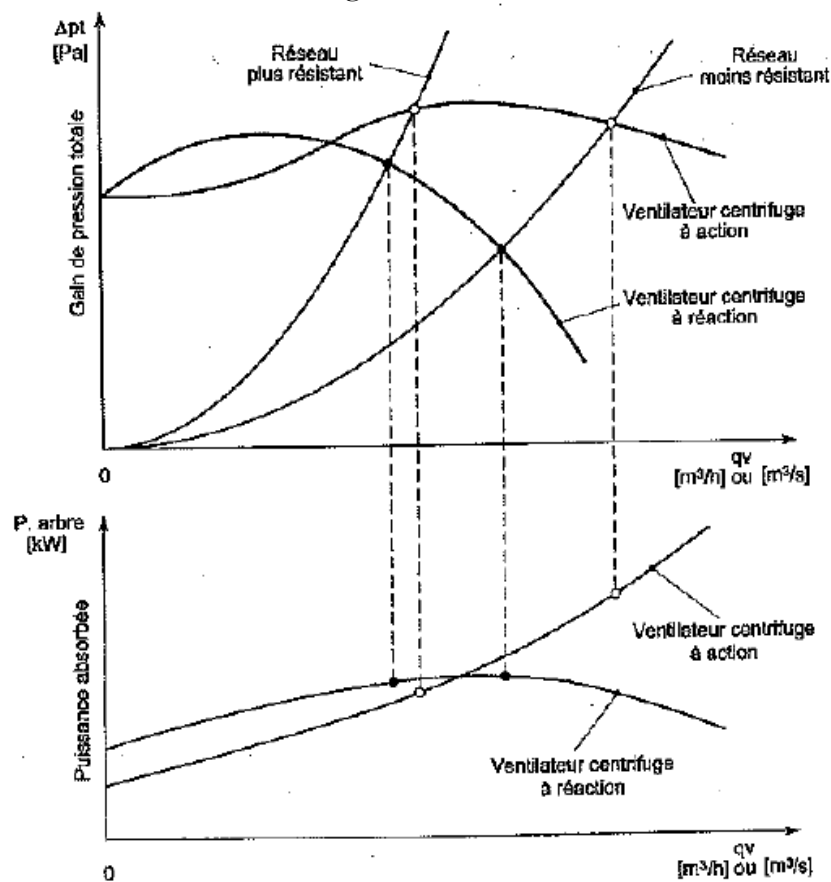


Figure 4.35

Cet exemple nous indique que si un réseau devient plus résistant que prévu avec un ventilateur à réaction :

- Diminution du débit volume
- Augmentation du gain de pression totale
- Diminution de la puissance absorbée sur l'arbre du ventilateur

Les ventilateurs centrifuges à aubes recourbées vers l'avant (ventilateurs "à action"), couramment rencontrés dans les groupes de climatisation, ont un rendement maximum inférieur à celui des ventilateurs à aubes recourbées vers l'arrière (ventilateur "à réaction").

On peut donc envisager leur remplacement en vue de diminuer les consommations électriques.

Il est possible :

- De remplacer uniquement la roue à **action** par une roue à réaction de même taille en conservant l'enveloppe du ventilateur. Le gain de rendement est faible, car en admettant que le ventilateur à action ait été choisi pour fonctionner à son rendement maximum, le point de fonctionnement ne se situera pas au rendement maximum du ventilateur à réaction. De plus, la vitesse de rotation du ventilateur à réaction sera nettement plus élevée ce qui nécessite la modification de la transmission par courroie et surtout génère une puissance sonore plus importante
- De remplacer le ventilateur à action par un ventilateur à réaction de plus grande taille. L'investissement à consentir est plus important puisqu'il faut changer le ventilateur et son raccordement au réseau. Par contre, le nouveau ventilateur aura un bien meilleur rendement. L'économie d'énergie sera donc plus importante. La vitesse du nouveau ventilateur sera toujours plus élevée que celle du ventilateur à action, mais moindre que lorsqu'on ne remplace que la roue.

Pour rappel, les possibilités d'économie (c'est à dire sur la consommation) se situent à deux niveaux :
Consommation (kWh /an) = puissance (kW) x temps de fonctionnement (heures/an)

- Le temps de fonctionnement
Si on n'a pas besoin, le système est mis à l'arrêt.
- La puissance
La puissance de la turbo-machine est proportionnelle à la vitesse de rotation : la puissance diminue si la vitesse de rotation diminue.

4.1.4.2 Mode d'entraînement des ventilateurs

Quatre modes d'entraînement des ventilateurs sont utilisés :

➤ Entraînement direct

La roue est directement fixée sur l'arbre du moteur. La modification de la vitesse n'est possible qu'en utilisant les moteurs à plusieurs vitesses ou, mieux, en asservissant le moteur à un variateur de vitesse.



Figure 4.36

➤ Entraînement direct par moteur à rotor extérieur

Le rotor est solidaire des pales du ventilateur hélicoïde ou bien des aubes du ventilateur centrifuge.

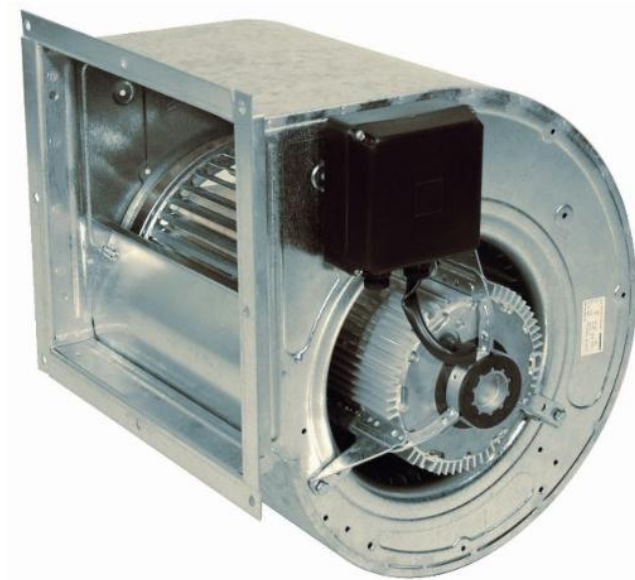


Figure 4.37

➤ Entraînement par accouplement élastique

L'arbre du moteur et l'arbre du ventilateur sont distincts. Un élément élastique, en caoutchouc, est interposé entre les deux moitiés de l'accouplement. La modification de la vitesse n'est possible qu'en utilisant les moteurs à plusieurs vitesses ou, mieux, en asservissant le moteur à un variateur de vitesse.

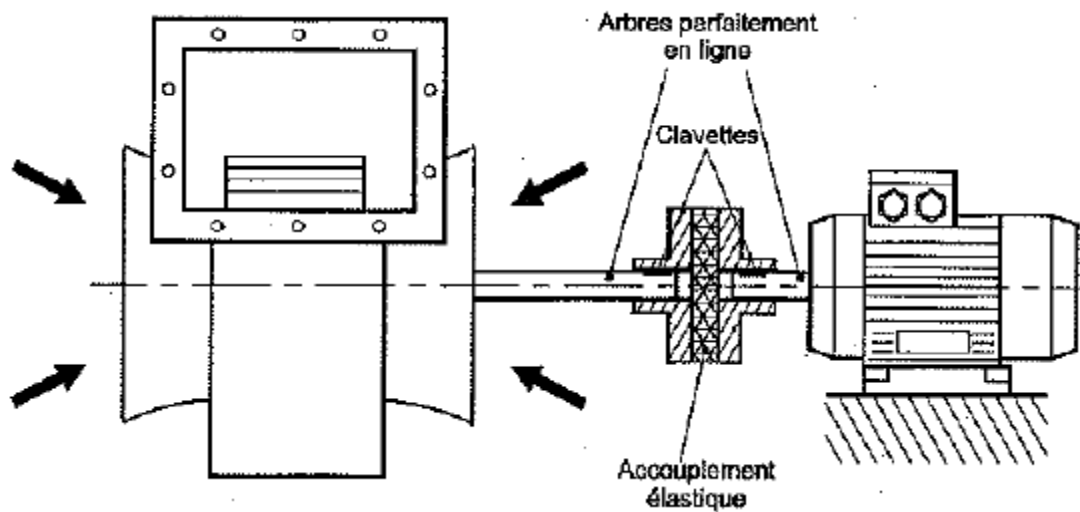


Figure 4.38

➤ Entraînement par courroie

Une ou plusieurs courroies assurent la liaison entre la poulie du moteur et la poulie du ventilateur. La transmission par courroies est source de pertes qui peuvent devenir importante dans le cas d'un mauvais réglage. Il y a lieu de vérifier la tension des courroies et l'alignement des poulies. Ces actions font partie de la maintenance indispensable à un fonctionnement économe de l'installation.

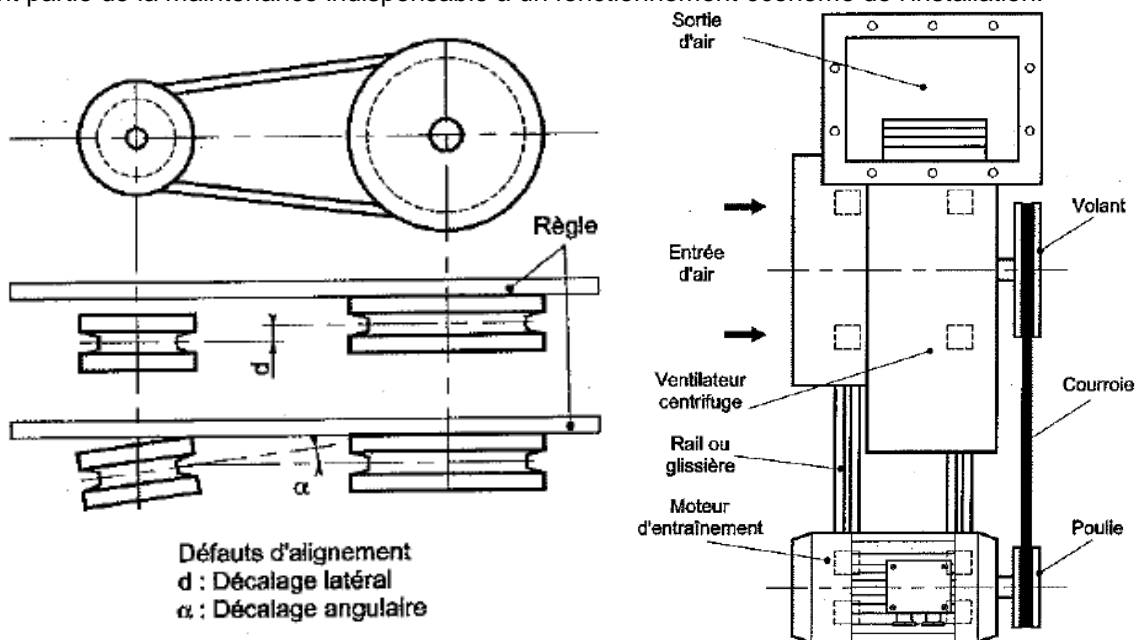


Figure 4.39

4.1.4.3 Caractéristiques d'un ventilateur

Les courbes caractéristiques d'un ventilateur représentent l'évolution des principales caractéristiques en fonction du débit volume pulsé. Ce sont pour chaque ventilateur :

- Courbe de gain de pression totale ou charge
- Courbe de puissance sur l'arbre du ventilateur
- Courbe de rendement global
- Courbe du niveau de puissance

Les diagrammes sont souvent établis pour de l'air standard $p=101325 \text{ Pa}$, $\theta=20 \text{ °C}$, $\phi=50\%$ ce qui correspond à $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$.

Sur le diagramme ci-joint, au point de fonctionnement nominal, la turbine du ventilateur aura les caractéristiques suivantes :

- Charge du ventilateur = 650 Pa (pression statique + pression dynamique)
- Puissance sur l'arbre du ventilateur = 1,5 kW
- Rendement = 0,81
- Vitesse de rotation = 1600 1/min
- Niveau de puissance acoustique = 73 dB

La pression statique est calculée suivant la sélection du gainage de ventilation. La pression dynamique est déduite du débit de ventilation. Deux mesures sont suffisantes pour trouver le point de fonctionnement nominal.

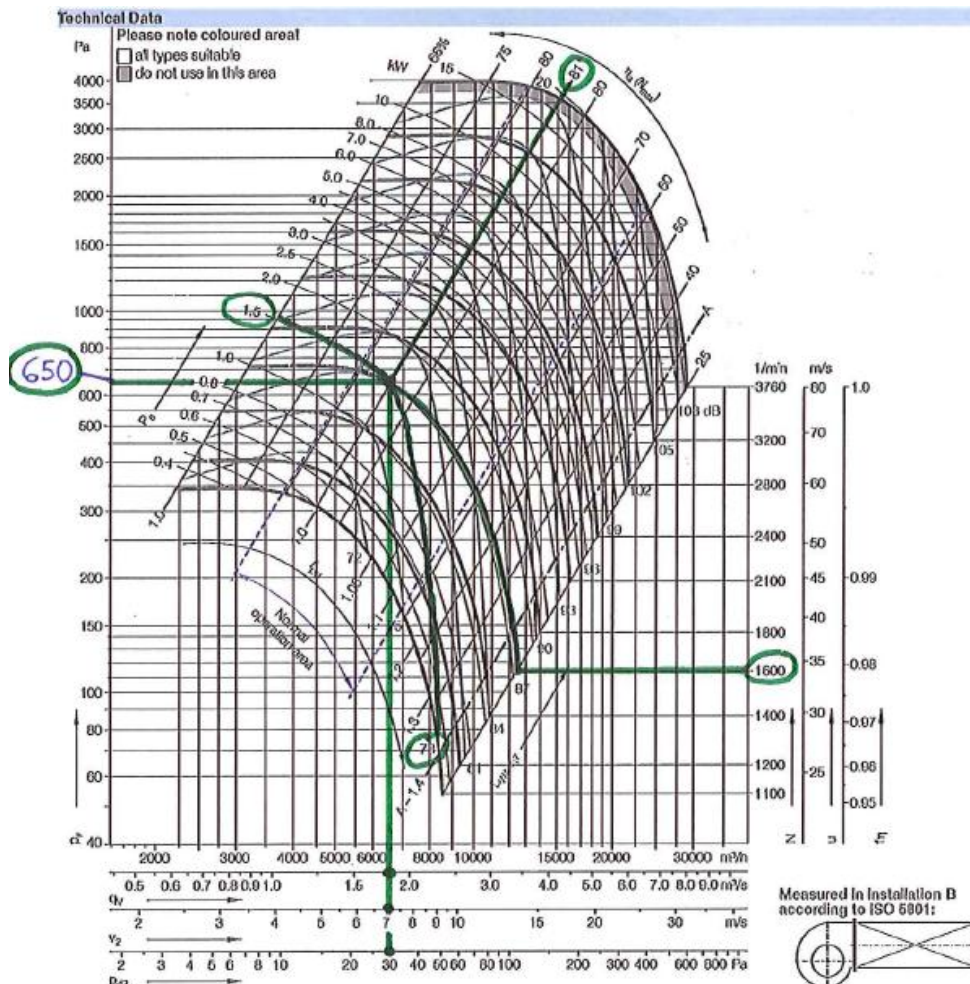


Figure 4.40

Le débit d'air mis en circulation par le ventilateur est proportionnel à la vitesse de rotation du ventilateur. En modifiant le débit, on modifie le débit d'air mais aussi d'autres caractéristiques propres au ventilateur : ce sont les régles de similitude :

- Le débit volumique varie proportionnellement à la vitesse de rotation :

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2}$$

- La pression varie proportionnellement au carré de la vitesse de rotation :

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2$$

- La puissance utile varie proportionnellement au cube de la vitesse de rotation :

$$\frac{Pu_1}{Pu_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3$$

Et si la température de l'air change ? la masse volumique varie.

- Le débit massique reste constant. Le débit volumique varie

$$q_{v2} = q_{v1} \times \frac{T_2}{T_1} \times \frac{P_1}{P_2}$$

- La pression varie

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{P_1 \times T_2}{P_2 \times T_1}$$

- La puissance utile varie

$$\frac{Pu_1}{Pu_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{P_1 \times T_2}{P_2 \times T_1}$$

4.1.4.4 Rendement d'un ventilateur

Les différentes puissances mises en jeu entre l'alimentation électrique de l'installation et le fluide pulsé sont répertoriées à la figure suivante.

- Puissance utile fournie à l'air

$$P_u = q_v \times \Delta p_t$$

- Puissance fournie au ventilateur

$$P_{vent} = \frac{P_u}{\eta_{glv}}$$

η_{glv} = rendement global du ventilateur

$$\eta_{glv} = \eta_{méca} \times \eta_{aéraul} \times \eta_{volu}$$

$\eta_{méca}$ = perte mécanique

$\eta_{aéraul}$ = perte aéraulique au passage de la roue et de la volute

η_{volu} = rendement volumétrique caractérisant les pertes de débit

- Puissance du moteur d'entraînement

$$P_{mot} = \frac{P_{vent}}{\eta_{tr}}$$

η_{tr} = rendement transmission

- moteur à entraînement direct : pertes estimées de 2 à 5 %,
- entraînement par accouplement : pertes de 3 à 8 %,
- transmission par courroies : selon la puissance du moteur, pertes de 2,5 à 10 %.

- Puissance consommée par le moteur électrique

$$P_{el,mot} = \frac{P_{mot}}{\eta_{mot}}$$

Les pertes inhérentes au fonctionnement du moteur électrique font que ce dernier ne restitue sur son arbre qu'une partie de la puissance électrique qu'il reçoit. En plus de la puissance consommée par le moteur électrique, il faut comptabiliser les pertes en ligne et les pertes occasionnées par les dispositifs de réglage de la vitesse (des pertes par effet joule dans les bobinages parcourus par le courant au niveau du stator (pertes cuivre et pertes fer), des pertes dans l'induit au niveau du rotor, des pertes par frottement et ventilation au niveau du rotor.

Il peut être déterminé à partir de la plaquette de signalisation du moteur :

Motor 3 ~	50/60 Hz	IEC 34-1
MET 112 M		2860/3460 tr/min
4/4.6 kW	Cl.F	cos φ = 0.90
380-420/440-480 VY		8.1/8.1 A
220-240/250-280 VΔ		14.0/14.0 A
N°MK 142031-AS	IP55	30kg

Figure 4.41

$$\eta = \frac{4000}{1,73 \times 400 \times 8,1 \times 0,9} = 0,79$$

- Puissance consommée par l'installation de ventilation

La puissance facturée par le distributeur d'électricité est :

$$P_{compt} = \frac{P_{el.mot}}{\eta_{réseau}}$$

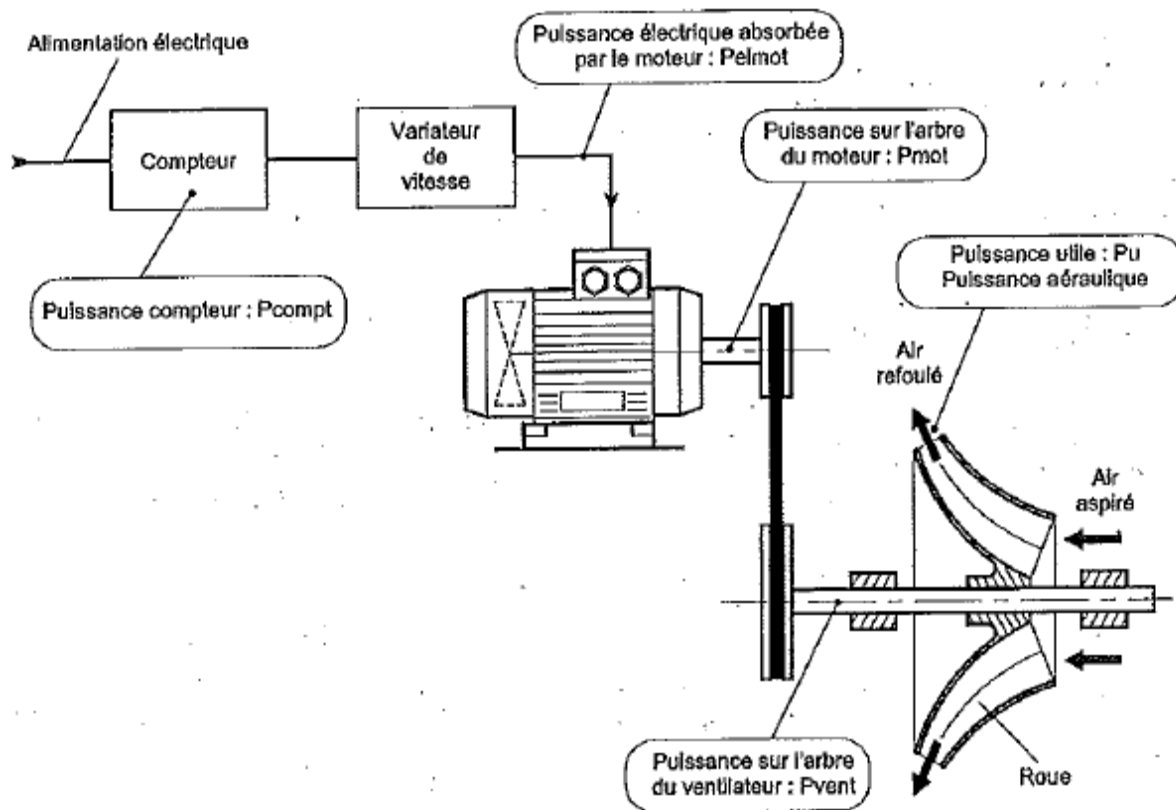


Figure 4.42

Exemple :

**Un ventilateur centrifuge pulse un débit de 10 m³/s avec une charge de 1000 Pa.
Calculer la consommation du ventilateur.**

- Puissance utile fournie à l'air : $P_u = 10 \times 1000 = 10000 \text{ W} = 10 \text{ kW}$
- Puissance fournie sur l'arbre du ventilateur : $P_{vent} = 10 / 0,6 = 16,67 \text{ kW}$
- Puissance du moteur d'entraînement : $P_{mot} = 16,67 / 0,92 = 18,1 \text{ kW}$
- Puissance consommée par le moteur électrique : $P_{el.mot} = 18,81 / 0,86 = 21,1 \text{ kW}$
- Puissance consommée par l'installation : $P_{compt} = 21,1 / 0,95 = 22,2 \text{ kW}$
- Rendement de l'installation du ventilateur : $= 10 / 22,2 = 0,45$
- Energie consommée électriquement E :
E= puissance x temps de fonctionnement = $22,2 \times 365 \times 24 = 194\,472 \text{ kWh/an}$

Eurovent recommande les rendements de transmission suivants :

MINIMUM TOTAL EFFICIENCY* FAN/MOTOR COMBINATION [%]												
Air flow rate		Available static fan pressure [Pa] **										
[m ³ /s]	[m ³ /h]	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500
1,00	3600	30%	31%	32%	33%	35%	36%	37%	39%	39%	40%	40%
1,25	4500	31%	32%	33%	34%	35%	37%	38%	39%	40%	40%	41%
1,60	5760	32%	33%	34%	35%	36%	38%	39%	40%	41%	42%	42%
2,00	7200	33%	34%	35%	36%	38%	39%	40%	41%	42%	43%	43%
2,50	9000	34%	35%	36%	37%	39%	40%	42%	43%	43%	44%	45%
3,15	11340	35%	36%	38%	39%	40%	42%	43%	44%	45%	45%	46%
4,00	14400	37%	38%	39%	40%	42%	43%	45%	46%	46%	47%	48%
5,00	18000	39%	40%	41%	42%	43%	45%	46%	47%	48%	48%	49%
6,30	22680	40%	41%	42%	44%	45%	46%	48%	49%	50%	50%	51%
8,00	28800	42%	43%	44%	45%	47%	48%	49%	50%	51%	52%	52%
10,00	36000	43%	44%	45%	47%	48%	49%	51%	52%	53%	53%	54%
12,50	45000	44%	45%	47%	48%	49%	51%	52%	53%	54%	54%	55%
16,00	57600	45%	46%	48%	49%	50%	52%	53%	54%	55%	55%	56%
20,00	72000	46%	47%	48%	49%	51%	52%	53%	54%	55%	56%	56%
25,00	90000	47%	48%	49%	50%	51%	53%	54%	55%	56%	56%	57%

La norme NBN EN 13779 donne des ordres de grandeur de puissances spécifiques intéressants d'un point de vue énergie.

La puissance spécifique du ventilateur *SFP* dépend de la perte de charge, de l'efficacité du système et de la conception du moteur et du système d'entraînement.

Catégorie PSFP en W/(m ³ /s)	
SFP 1	< 500
SFP 2	500 – 750
SFP 3	750 – 1 250
SFP 4	1 250 – 2 000
SFP 5	2 000 – 3 000
SFP 6	3 000 – 4 500
SFP 7	> 4 500

4.1.4.5 Comparaison des performances

Le ventilateur sera sélectionné afin d'obtenir les performances essentielles de l'installation : le débit Q_v et le gain de pression Δp_t . D'autres critères de sélection sont à considérer :

- **Rendement du ventilateur** afin de minimiser la consommation électrique du moteur d'entraînement
- **Niveau de puissance acoustique** doit être aussi réduit que possible pour le confort des utilisateurs

La figure 4.16 donne une représentation des courbes caractéristiques de divers ventilateurs tournant à la même vitesse.

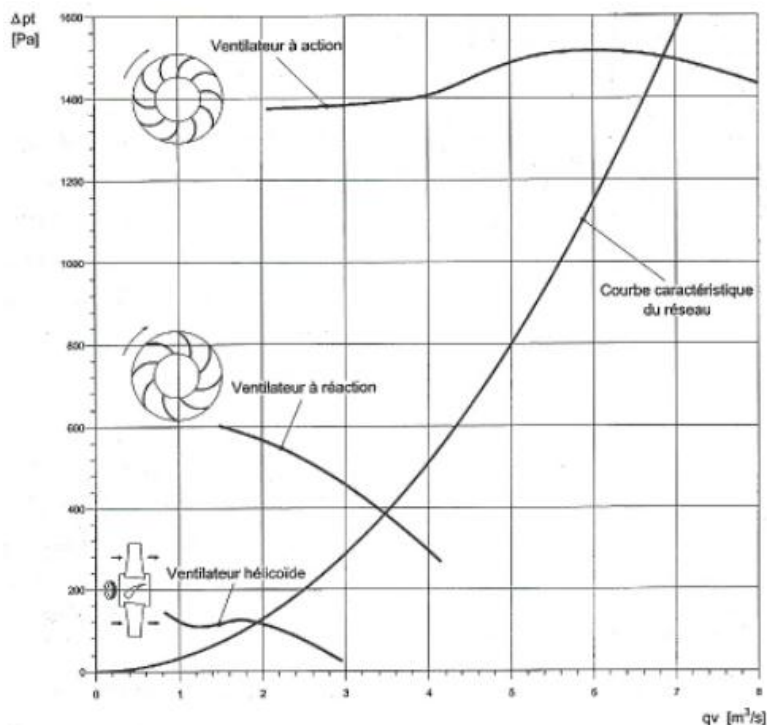


Figure 4.43

Si le critère principal est de choisir le ventilateur le moins bruyant, le ventilateur à action est le meilleur.

Si le critère principal est de choisir le ventilateur ayant le meilleur rendement, le ventilateur à réaction est le meilleur.

Les domaines d'application sont :

Centrifuge	ACTION	- Variation de débit au moyen d'un registre - Installation à perte de charge constante
	REACTION	- Installations soumises à d'importantes fluctuations de pression (filtration, ...) - Dans le cas de ventilateurs montés en parallèle - Installations régulées par un aubage mobile de prérotation - Installation à perte de charge inconnue ou non calculable - Ventilateur régulé par un by-pass
Hélicoïdes	- Brassage de l'air de locaux de grand volume - Aération des pièces à travers les parois - Montage en gaine	

Figure 4.44

4.2 RÉSEAU DE DISTRIBUTION DE L'AIR













4.2.1 GAINAGE DE VENTILATION

Les conduits d'air ont pour but de transporter les différents débits d'air dans les zones à climatiser. Les conduites circulaires sont réalisées à partir d'une bande de tôle galvanisée d'une dizaine de centimètres de large, enroulée en spirale et agrafée sur elle-même. Ils sont distribués en longueur de 3 ou 5 mètres.

Les diamètres intérieurs disponibles sur le marché :
63,80,100,125,160,200,250,315,400,500,630,800,1000,1250 mm.

Les conduits circulaires existent aussi en version isolée par laine de verre pour obtenir une isolation thermique et/ou phonique. Les conduits circulaires flexibles composés d'une paroi en aluminium ou en PVC sont vendus par longueurs de 10 mètres.

Conduite spiralé rigide (acier galvanisé)	
Conduite PVC renforcé	
Conduite flexible aluminium	
Conduite flexible (complexe aluminium-polyester)	

			
Raccord mâle	Croix à 45°	Réduction conique	Coude embouti à 90°
			
Coude embouti à 45°	Té à 90°	Raccord étage	Coude secteurs 45°
			
Piquage circulaire	Raccord femelle	Té à 45°	bouchon

Déterminer un conduit d'air consiste à :

- **Calculer les dimensions des conduits** (circulaire ou rectangulaire) en fonction du débit volumique qu'ils transportent
- **Calculer la résistance maximale des circuits** de façon à choisir le type de ventilateur nécessaire à l'écoulement continu de l'air

Le **calcul des pertes de charge** consistent à sommer sur le circuit le plus défavorisé:

$$j_{TOTALE} = j_{LINEAIRE} + j_{SINGULIERE} + j_{APPAREIL}$$

Perte de charge linéaire des gaines $j_{LIN} = j \times L$

j = perte de charge linéique (Pa/m) d'une longueur
 L = longueur du circuit (en m)

En fonction du débit et de la vitesse recommandée, on peut déduire le diamètre du conduit circulaire.

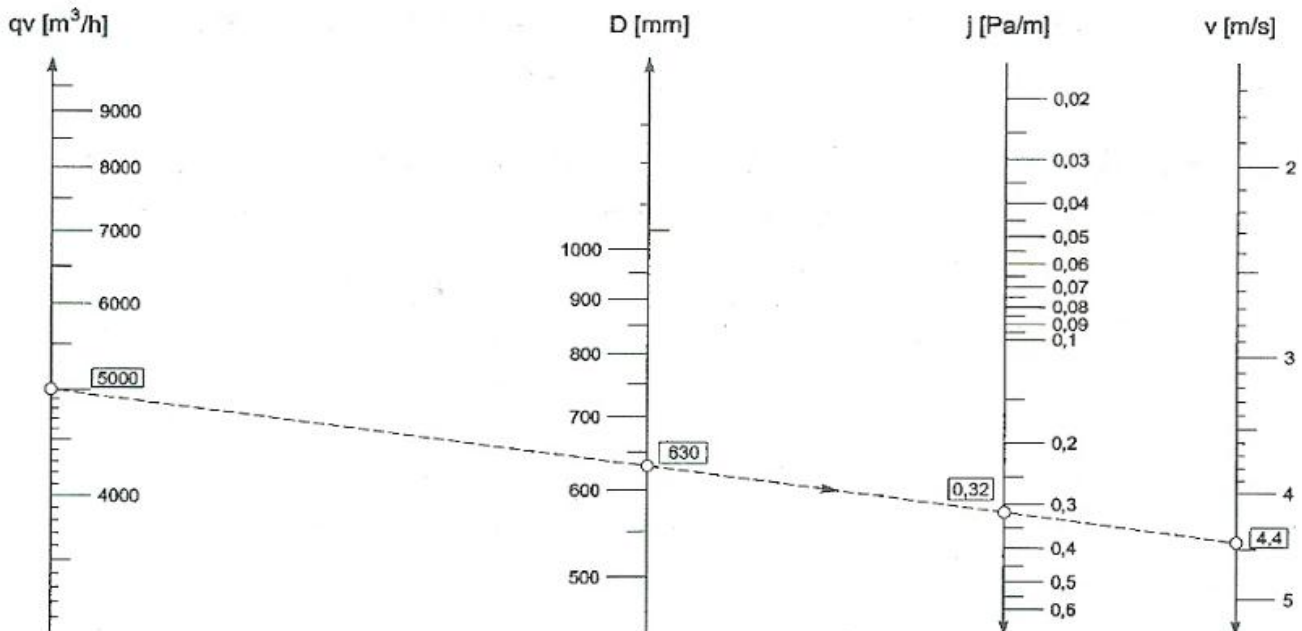


Figure 4.45

Perte de charge singulière des accessoires $j_{sing} = \zeta \times \frac{\rho \times v^2}{2}$

ζ = coefficient de perte de charge singulière
 ρ = masse volumique de l'air (kg/m³)
 v = vitesse de l'air (m/s)

Les coefficients j et ζ peuvent se trouver dans des abaques.

Perte de charge des appareils $\dot{J}_{APPAREIL}$

La perte de charge des appareils tels que batteries, filtres est le plus souvent par les fabricants en fonction de la vitesse de l'air.

Lorsque l'encombrement le permet, **choisir des conduits circulaires, de manière à réduire les pertes de charge.**

La conception du réseau de distribution est réalisée de manière à minimiser les pertes de charge : dimensionnement des gaines, tracé des circuits, choix d'équipements divers à faible perte de charge (batteries, clapets de commandes, coudes, raccords entre ventilateurs et gaines, grille de prise d'air neuf, silencieux, etc.), ...

Si des conduits de section rectangulaire sont choisis, le rapport largeur/hauteur doit être le plus proche possible de 1.

L'étude du tracé des réseaux de distribution tiendra compte des impératifs liés à la présence éventuelle d'une récupération de chaleur sur l'air extrait.

Les brusques changements de direction ou de section sont à éviter. Le cas échéant, il faudra recourir par exemple à des raccords convergents ou divergents, à d'ailettes directionnelles. La perte de charge dans les tronçons linéaires ne dépassera pas 1 Pa/m et la vitesse ne dépassera pas 7 m/s.

Vitesses maximales et recommandées pour réseaux à basse vitesse.						
m/s	Appartements Chambres d'hôtel Chambres d'hôpital		Bureaux Auditoires		Magasins Restaurants	
	Recommandé	Maximum	Recom.	Max.	Recom.	Max.
Tronçon initial, s'il ne passe pas dans les zones occupées	4	6	6	8	8	11
Tronçons passant dans des zones occupées	3	5	4	6.5	5	7
Tronçons terminaux	2.5	3	3	4	4	6

EXEMPLE :

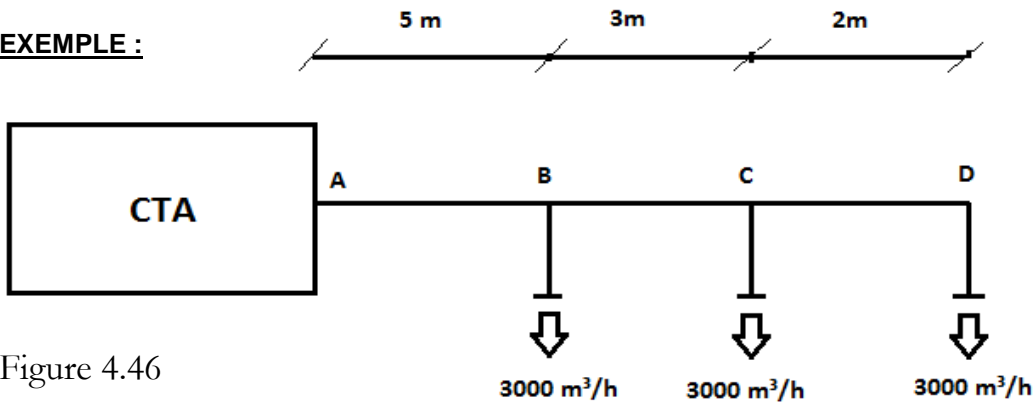


Figure 4.46

Suivant le type de zone que le gainage traverse, on s'impose une vitesse. Par simplification, on va prendre $v = 5\text{m/s}$ pour tout le réseau.

On va considérer tronçon par tronçon :

Tronçon AB :

Débit = $9000\text{ m}^3/\text{h}$ ou $2,5\text{ m/s}$

Vitesse = 5m/s

Section = $2,5 / 5 = 0,5\text{ m}^2$ (suivant l'encombrement, on recherche un gainage soit circulaire, soit rectangulaire qui correspond à cette section) soit $0,79\text{m}$ par calcul

La sélection donne une gaine de 80cm .

Il faut prévoir une pièce de forme entre le tronçon AB et BC :

La perte de charge singulière ζ vaut $0,05$ (il existe un coefficient pour différentes pièces de forme)

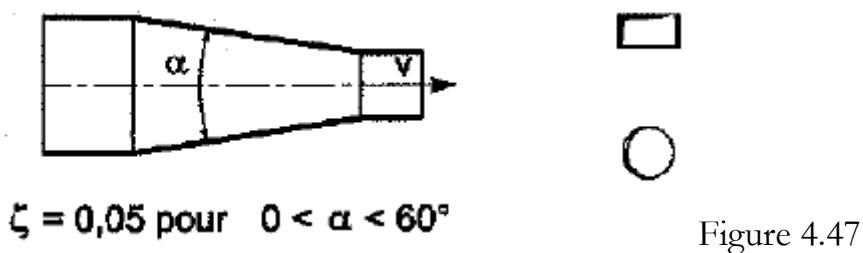


Figure 4.47

$$P_{sing} = 0,05 \times \frac{5^2}{2} = 2,5\text{ Pa}$$

La perte de charge linéique j (Pa/m) est donné par le monogramme en annexe : $0,3\text{ Pa/m}$

La perte de charge linéaire pour ce tronçon vaut $0,3 \times 5 = 1,5\text{ Pa}$

Tronçon BC :

Débit = $6000\text{ m}^3/\text{h}$ ou $1,66\text{ m/s}$

Vitesse = 5m/s

Section = $1,66 / 5 = 0,33\text{ m}^2$ (suivant l'encombrement, on recherche un gainage soit circulaire, soit rectangulaire qui correspond à cette section) soit $0,63\text{m}$ par calcul

La sélection donne une gaine de 63cm

Pas de pièce de forme entre tronçon BC et CD

La perte de charge linéique j (Pa/m) est donné par le monogramme en annexe : $0,5\text{ Pa/m}$

La perte de charge linéaire pour ce tronçon vaut $0,5 \times 3 = 1,5\text{ Pa}$

Tronçon CD :

Débit = 3000 m³/h ou 0,83 m/s

Vitesse = 5m/s

Section = 0,83 / 5 = 0,16 m² (suivant l'encombrement, on recherche un gainage soit circulaire, soit rectangulaire qui correspond à cette section) soit 0,46m par calcul

La sélection donne une gaine de 63cm

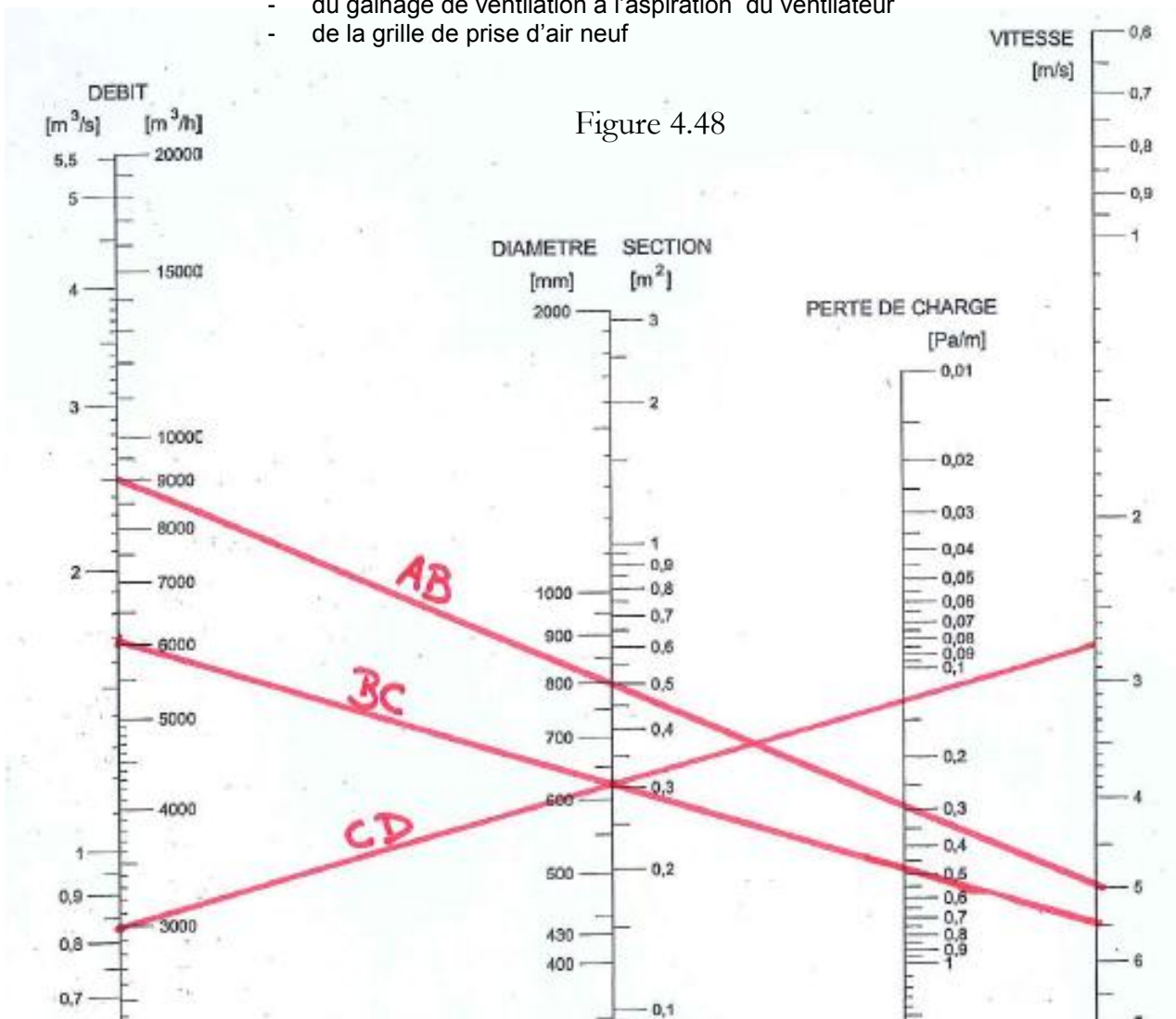
La perte de charge linéique j (Pa/m) est donné par le monogramme en annexe : 0,13 Pa/m

La perte de charge linéaire pour ce tronçon vaut 0,13 x 2 = 0,26 Pa

La perte de charge totale donne : 0,26 + 1,5 + 1,5 + 2,5 = **5,76 Pa**

Il faut encore tenir compte des pertes de charge :

- sur les composants internes à la centrale CTA (batteries, filtres...)
- de la bouche de pulsion la plus éloignée
- du gainage de ventilation à l'aspiration du ventilateur
- de la grille de prise d'air neuf



4.2.2 CLAPETS COUPE-FEU

Les clapets coupe-feu sont conçus pour l'isolation automatique de compartiments feu dans les systèmes de ventilation et de conditionnement d'air.

Les clapets coupe-feu s'obturent quand une certaine température est atteinte, isolant les sections de bâtiment afin d'éviter la propagation du feu et des fumées.



Figure 4.49

Le clapet coupe-feu rectangulaire est testé suivant la norme EN 1366-2

Suivant l'AR 19/12/1996, on distingue trois types de commande :

- Type A - clapet coupe-feu qui se ferme automatiquement quand la température de l'air en circulation dépasse une valeur limite définie (par ex. fusible thermique).
- Type B - clapet coupe-feu qui peut en outre être fermé par commande à distance depuis le poste de contrôle, quand de la fumée est détectée dans le compartiment.
- Type C - clapet coupe-feu normalement fermé, l'ouverture se fait par un système qui ne requiert pas d'énergie extérieure (d'application dans les gaines d'extraction de fumée)

Les mécanismes de commande sont les servomoteurs, électro-aimants, fusible thermique

Les clapets dans les gaines de pulsion et sur les grilles d'air dans les parois Rf sont de type B.

Les clapets dans les gaines d'extraction sont de type A.

Quand un incendie est détecté dans un compartiment ou un local, les clapets coupe-feu de type B dans la paroi qui permet le compartimentage sont automatiquement fermés.

4.2.3 VOILETS ET REGISTRES MOTORISÉS

Les registres sont situés à l'entrée de la centrale d'air. Leur ouverture et leur fermeture sont couplés au fonctionnement des ventilateurs.

Les registres sont pilotés par des servomoteurs (rotatifs ou linéaires)

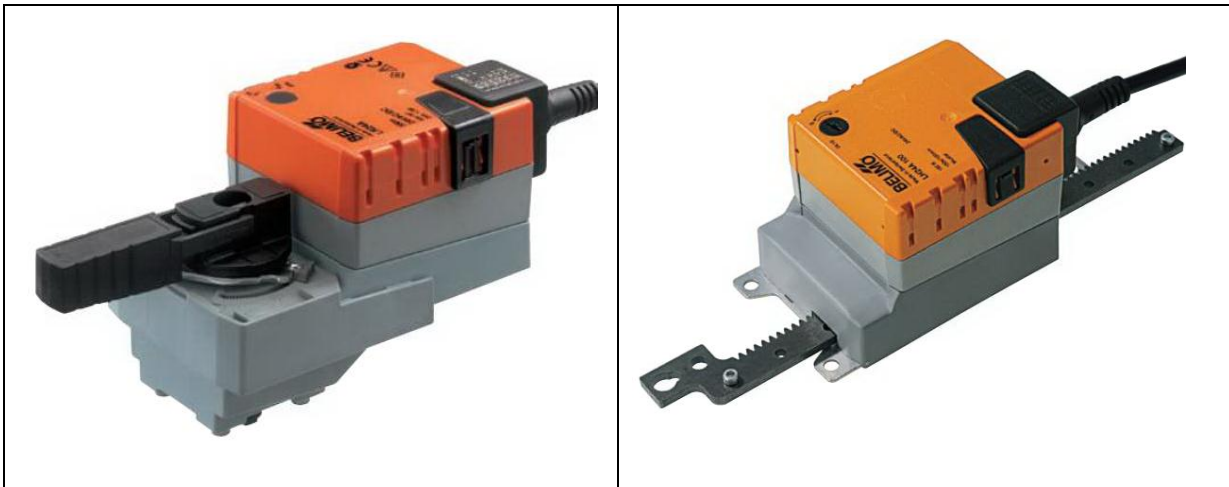


Figure 4.50

Ces registres servent à l'isolement entre un conduit d'air et un ou plusieurs autres.



Figure 4.51

Des joints entre les lamelles limitent les fuites en position fermées.
Les registres sont constitués de lames parallèles ou à rotation inverse :

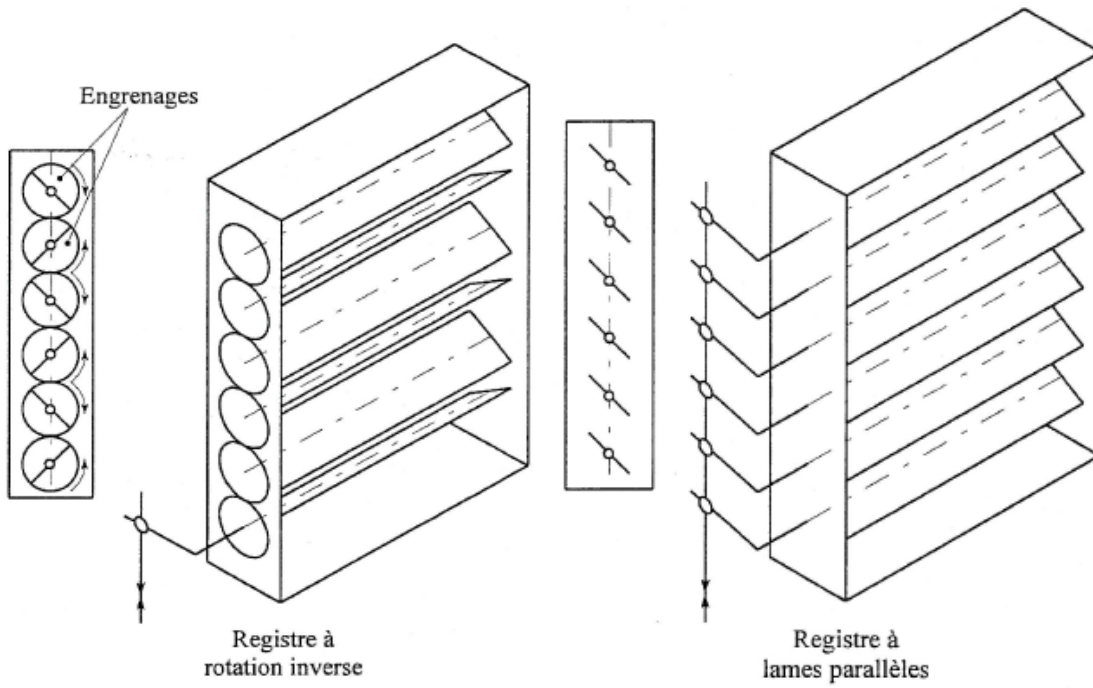


Figure 4.52

Pour réaliser un mélange, on utilise deux registres à commande conjuguée et opposée. Le déplacement de la tringle de commande ferme le premier registre et ouvre le second.
 Pour équilibrer les débits d'air par rapport aux besoins, l'alternative est les diaphragmes fixes ou réglables :



Figure 4.53

4.2.4 GRILLES D'AIR NEUF ET DE REJET

Elles protègent de la pluie et de l'entrée de rongeurs ou d'oiseaux grâce à un grillage métallique.

La norme européenne EN 13779 définit certaines dispositions à respecter pour les prises d'air extérieures:

- le placement préférentiel de la prise d'air est face aux vents dominants.
- le dimensionnement de la prise d'air non protégée s'effectue sur base d'une vitesse d'air maximum de 2 m/s.
- les principales distances à respecter pour la prise d'air (par rapport au sol, aux sources polluantes, au rejet d'air ...) sont reprises dans le tableau A.2 de la norme EN 13779

Pour les grilles de rejet d'air, les dispositions à respecter sont les suivantes :

- Les rejets d'air doivent se trouver à plus de 8 m d'un immeuble voisin.
- Les rejets d'air doivent se trouver à plus de 2 m d'une prise d'air neuf située sur le même mur et de préférence au-dessus de celle-ci.
- Le débit d'air par bouche ne peut dépasser 0,5 m³/s et la vitesse de l'air au droit de la bouche doit dépasser 5 m/s.

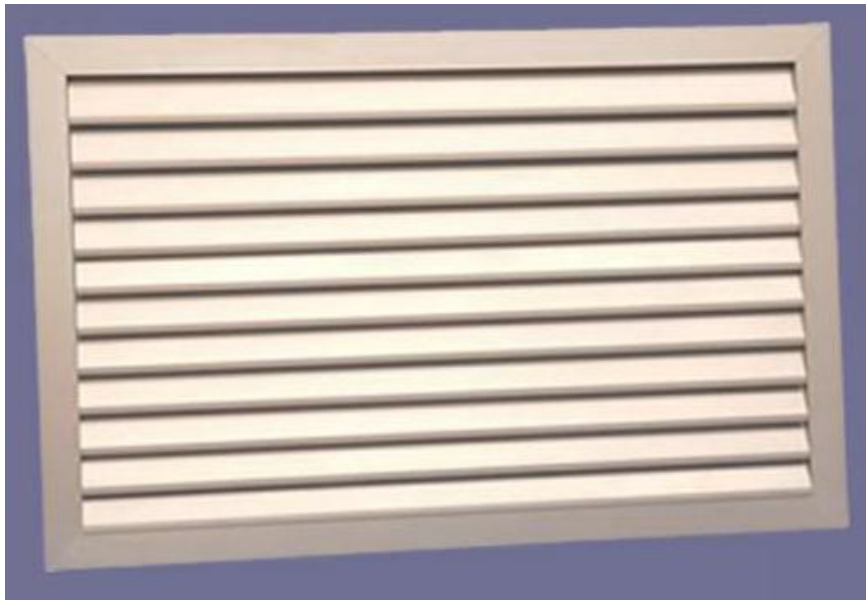


Figure 4.54

Pour les prises d'air neuf, les recommandations sont les suivantes :

- pas disposées au-dessus de surfaces horizontales sombres fortement ensoleillées (toitures plates couvertes d'une membrane d'étanchéité noire, par exemple) et sans protection.
- à moins de 8 m en distance horizontale d'un point de ramassage d'ordures, d'une zone de parking pour 3voitures ou plus fréquemment utilisée, des aires de chargement, des zones de circulation, des ouvertures d'égouts, des conduits de fumée et autres sources polluantes similaires.

4.2.5 BOUCHES DE PULSION ET D'EXTRACTION

4.2.5.1 Position des bouches

Les mouvements de l'air dans les locaux dépendent de la disposition des bouches de soufflage et de reprise par rapport à l'emplacement des occupants. En pratique, il faut que la vitesse d'air retombe en-dessous d'une certaine limite dans la zone d'occupation (selon EUROVENT : European Association of Air Handling and Refrigerating Equipment Manufacturers). En aucun cas le jet d'air ne peut toucher les occupants avant qu'il ne se mélange avec l'air ambiant.

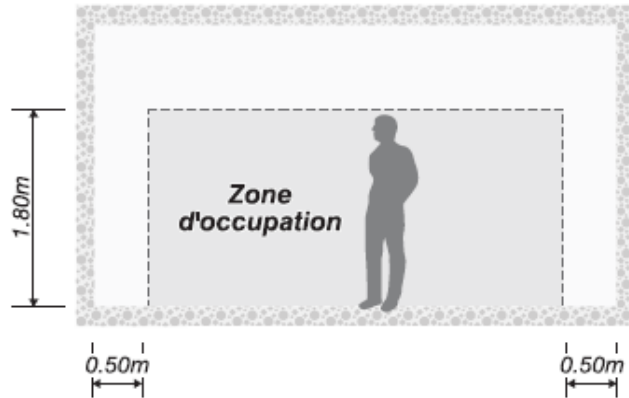
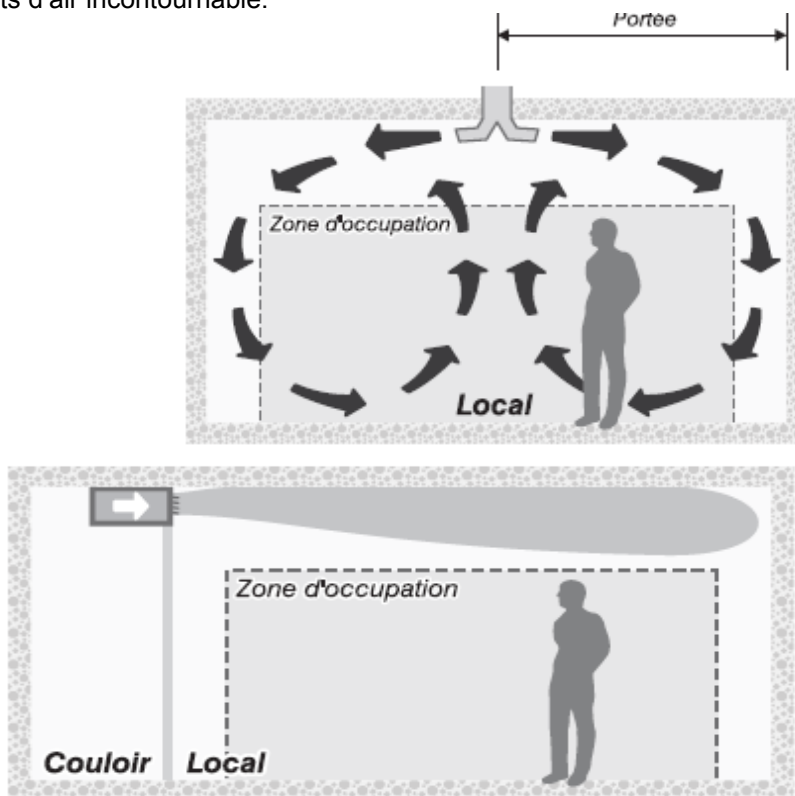


Figure 4.55

La position la plus favorable est un soufflage horizontal sous plafond qui permet d'éviter la stratification de l'air et les courants d'air incontournables.



Figures 4.56

Si la hauteur sous plafond du local est trop faible, il sera alors difficile d'éviter un soufflage dans la zone d'occupation.

La zone d'occupation est généralement définie comme étant un volume fictif délimité à 1,8 m de haut et à 0,30 m des parois périphériques

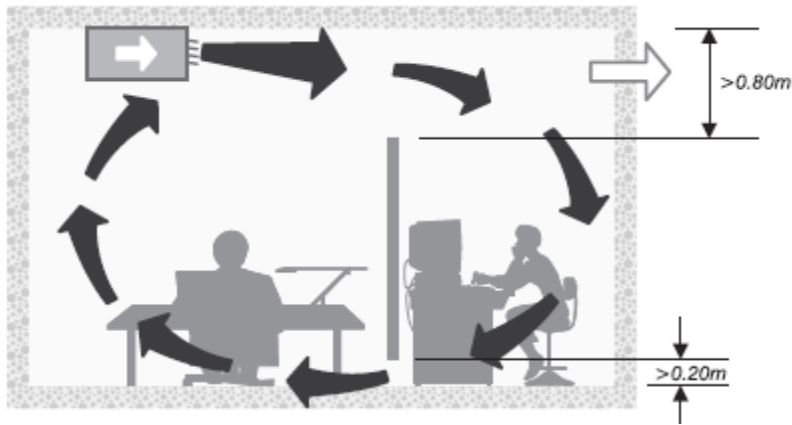


Figure 4.57

En ce qui concerne les bouches de soufflage et de reprise intervient la notion de portée.

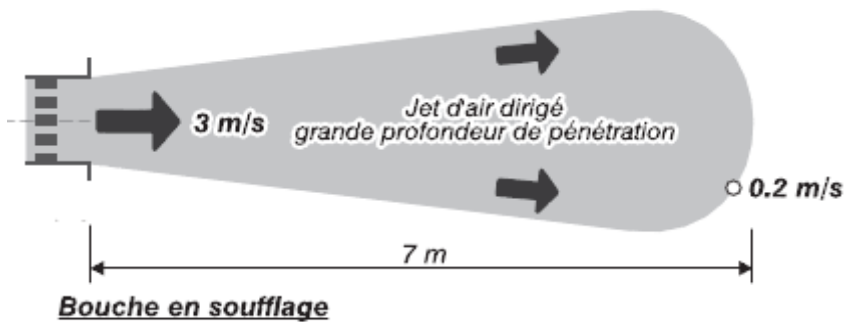


Figure 4.58

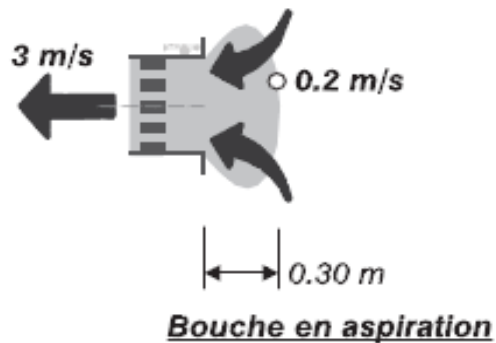


Figure 4.59

Pour la bouche de reprise, la vitesse de l'air n'est donc pas critique au niveau du confort thermique mais elle peut cependant l'être au niveau du confort acoustique.

Position de la bouche de reprise Vitesses de reprise recommandées		
Au-dessus de la zone d'occupation	4,5	m/s
Dans la zone occupée loin des sièges	3,5-4,5	m/s
Dans la zone occupée près des sièges	2,5-3,5	m/s
Bouches de portes	1,5-2	m/s
Sous les portes	1-1,5	m/s

Lorsqu'on implante les bouches, il y a lieu de tenir compte des phénomènes de court-circuit : l'air soufflé est aspiré par l'extraction avant d'avoir modifié les conditions de l'ambiance. Le jet d'air n'a aucune efficacité.

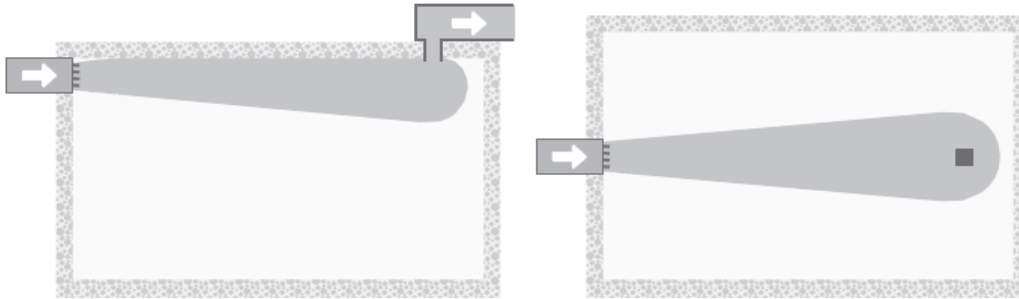
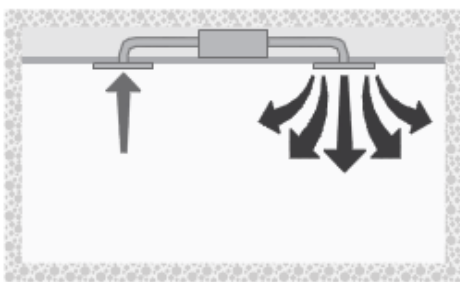
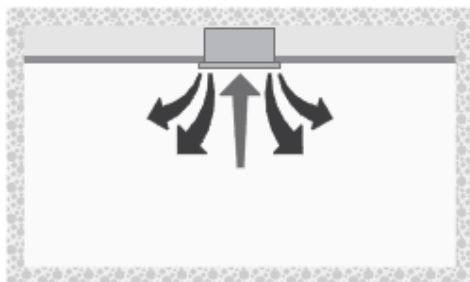


Figure 4.60

Il n'y a pas de problèmes de court-circuit si la bouche de reprise se trouve en-dehors de la portée maximale du jet d'air.



AVANTAGES	DESAVANTAGES
<ul style="list-style-type: none"> ◇ Distribution optimale de l'air ◇ Bruit réduit ◇ Faux plafond mis à profit ◇ Multiplicité des combinaisons 	<ul style="list-style-type: none"> ◇ Risque de court-circuit si les bouches sont trop rapprochées



AVANTAGES	DESAVANTAGES
<ul style="list-style-type: none"> ◇ Distribution optimale de l'air ◇ Bruit réduit ◇ Faux plafond mis à profit 	<ul style="list-style-type: none"> ◇ Difficulté d'évacuation des condensats (nécessité d'une pente)



AVANTAGES	DESAVANTAGES
<ul style="list-style-type: none"> ◇ Fonctionnement correct en chauffage et refroidissement 	<ul style="list-style-type: none"> ◇ Risque de court-circuit ◇ Si vitesse de soufflage trop faible ◇ Encombrement au sol ◇ Difficulté d'évacuation des condensats (nécessité d'une pente)

Figures 4.61



AVANTAGES	DESAVANTAGES
◇ Distribution optimale de l'air froid en plume	◇ Stratification des températures en mode chauffage
◇ Encombrement au sol nul	◇ Risque de gradient horizontal des températures

Figure 4.62

Le choix des bouches de pulsion et de reprise d'air joue un rôle très important dans le confort des occupants et l'hygiène de la zone concernée. Il conditionne l'homogénéité des températures et de la qualité de l'air, ainsi que l'absence de courant d'air dans le local.

On peut résumer la qualité d'une installation de diffusion d'air en 3 phrases :

- on se sent bien (qualité d'air et confort thermique),
- on n'entend rien (confort acoustique),
- on ne voit rien (intégration architecturale).

Cela se traduit par une série de critères à respecter tant pour la diffusion d'air traité (systèmes de climatisation tout air) que pour la diffusion d'air hygiénique.

L'emplacement des bouches de pulsion et d'extraction joue un rôle important sur la qualité du brassage de l'air d'un local. Il faut éviter :

- que l'air pulsé soit directement aspiré par la reprise avant d'avoir pu céder ces calories ou frigories;
- que des zones occupées ne soient pas traitées.

4.2.5.2 Principes de diffusion d'air

Deux principes de diffusion de l'air dans un local sont appliqués : diffusion d'air **par mélange** et par **déplacement**.

- **Diffusion de l'air par mélange** : l'air du local est attiré par le jet d'air soufflé

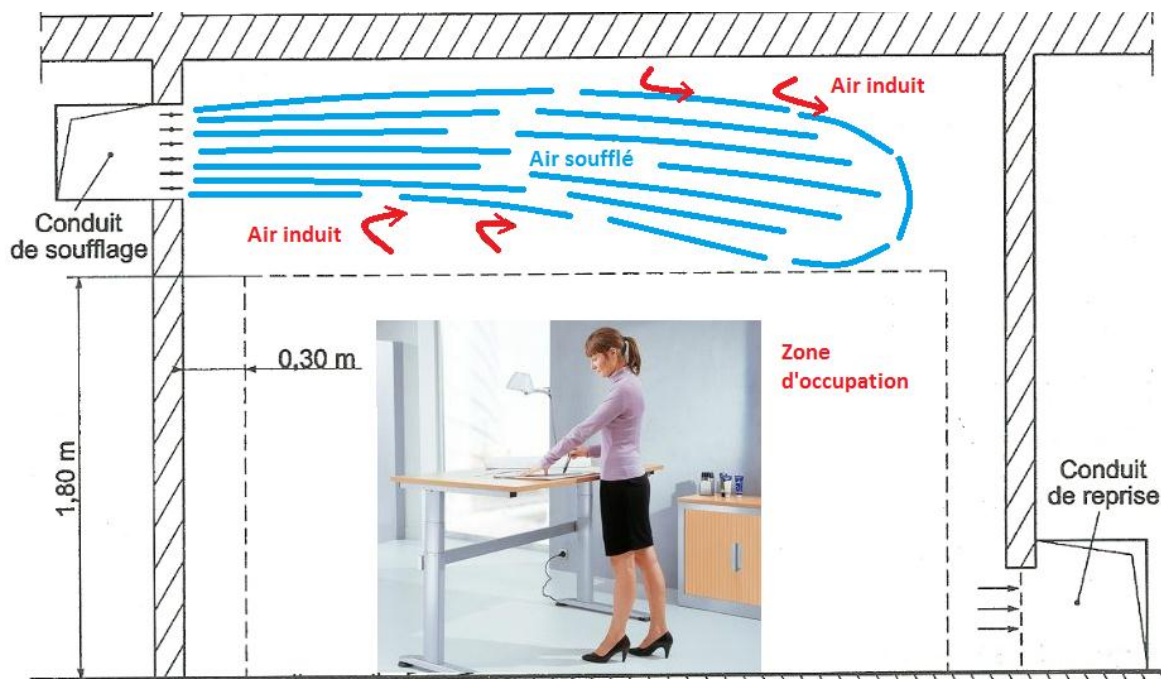


Figure 4.63

Les principaux facteurs qui caractérisent la diffusion de l'air par mélange sont :

- Vitesse de l'air dans la zone d'occupation
- Température de l'air soufflé
- Types des bouches de soufflage
- Emplacement des bouches
-

Il importe que la sélection et l'emplacement des bouches conduisent à une homogénéité suffisante d'un point de vue sensation thermique dans la zone d'occupation.

L'air est soufflé dans le local avec une vitesse initiale relativement élevée (2 à 3 m/s), créant le phénomène d'induction (l'air du local est entraîné par l'air soufflé auquel il se mélange.)

La vitesse du jet d'air doit retomber à une valeur limite dans la zone d'occupation fonction de la température de l'air ...

Avec les diffuseurs plafonniers, il faut profiter de l'effet plafond. On appelle **effet Coanda** ou **effet de plafond** la particularité qu'a la veine d'air sortant d'un diffuseur de se plaquer contre le plafond. Cet effet est créé par une zone de dépression en la partie supérieure de la veine d'air. Ensuite, cette veine d'air se déplace le long du plafond sans en décrocher. Le jet d'air ne doit rencontrer aucun obstacle (poutre).

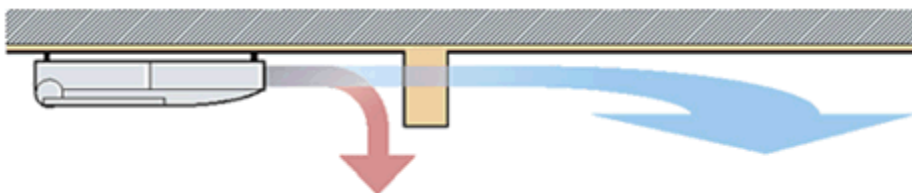


Figure 4.64

Cet effet est possible dans certaines conditions. Il suppose :

- une vitesse minimale de soufflage ($+2$ m/sec)
- un $-\Delta T$ limite de la veine d'air vis-à-vis de l'ambiance (max. -10 à -12 suivant le type de diffuseur et moins pour certaines grilles murales)
- un emplacement vis-à-vis du plafond (pour les grilles murales la distance du haut de la grille vis-à-vis du plafond doit être de max. 30 cm)

Afin de vérifier que ces conditions sont réalisées, des abaques sont mis à disposition.

Cette propriété est avantageuse :

- Elle évite une chute prématurée du jet d'air vers la zone d'occupation
- Elle réchauffe au préalable le jet d'air froid qui ne tombe donc pas sur les personnes



Figure 4.65

En cas de soufflage en allège, on utilise l'effet Coanda sur la paroi verticale et en plafond. La bouche de soufflage doit être le plus proche possible de la paroi.

Sans effet de plafond, il faut s'assurer que le jet d'air n'aura pas dévié de trop vers la zone d'occupation pouvant provoquer un inconfort si sa vitesse est trop élevée ou si l'écart entre la température de soufflage et la température ambiante est trop élevée.

D'autres notions sont importantes dans la sélection d'une bouche : la portée et la chute.

La portée est la distance séparant le diffuseur et le lieu où la vitesse moyenne du jet d'air est $0,25$ m/s. La portée dépend de la forme du jet d'air (radiale, conique, plate), de la configuration du local, de l'emplacement du diffuseur et des conditions de température. Tout au long de la portée, le jet d'air ne doit rencontrer ni obstacle, ni paroi, ni un autre jet d'air. Dans le cas contraire des turbulences apparaissent. En première approche, la portée est choisie pour une valeur inférieure de la distance du diffuseur à la paroi opposée. La chute correspond à la distance comprise entre l'axe du diffuseur et le lieu le plus bas où la vitesse de l'air atteint une vitesse de $0,25$ m/s.

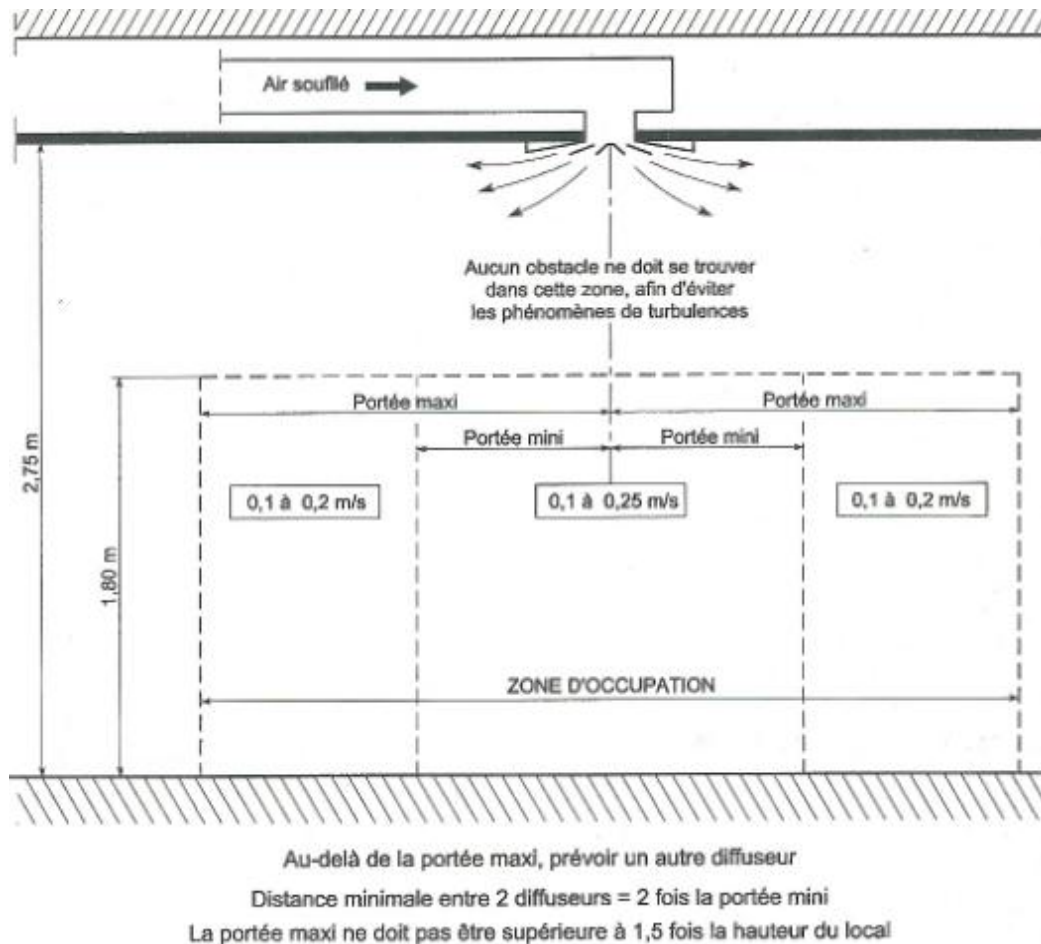


Figure 4.66

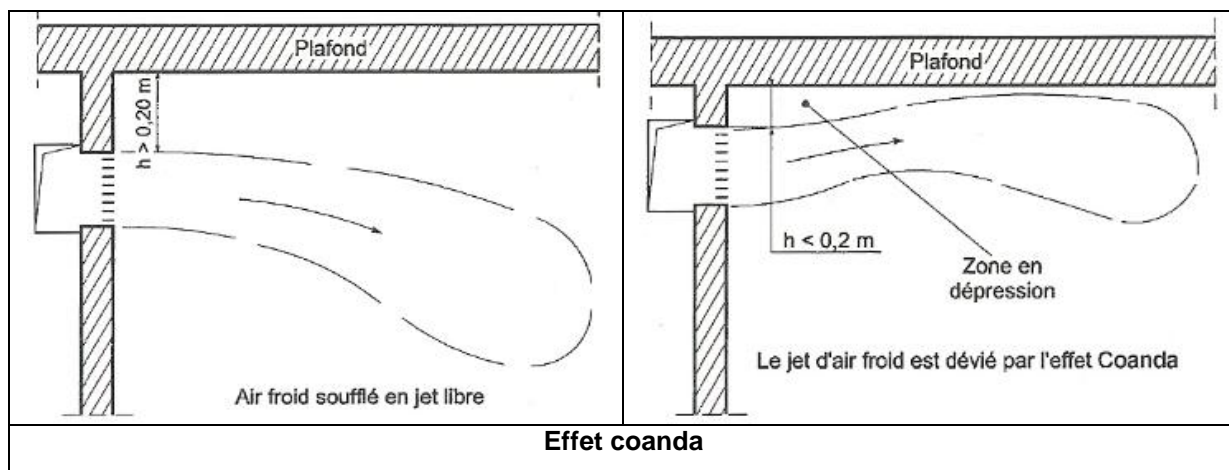


Figure 4.67

Les jets ou inducteurs sont utilisés en industrie où la hauteur sous plafond optimale se situe entre 2,70 m et 3,50 m. Même si le critère de confort n'est pas primordiale, un air froid à 16°C fourni de cette hauteur, est capable de se mélanger avec l'air intérieur avant d'atteindre les occupants, et par conséquent aucune sensation de froid ne sera ressentie.



Figure 4.68

EXEMPLE :

Soit un local de 5m sur 4m. Le débit de ventilation nécessaire après calcul donne 720 m³/h. Le concepteur décide de pulser ce débit à-travers deux bouches.

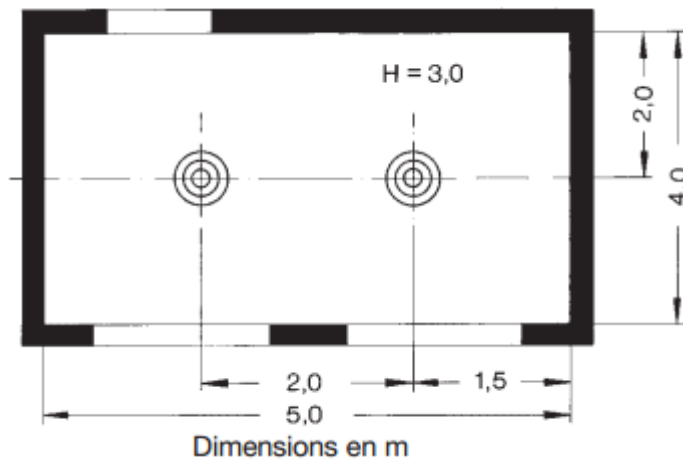


Figure 4.69

Il faut donc vérifier que la vitesse résiduelle de l'air soufflé retombe dans des limites acceptables dans la zone de confort.

La fiche technique fournie par un fabricant met en évidence les distances à mesurer ou à calculer dans un local pour faire une sélection de bouches à jet toriques.

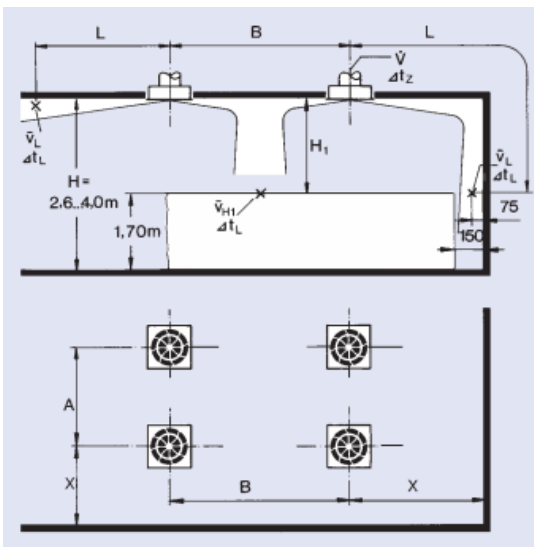


Figure 4.70

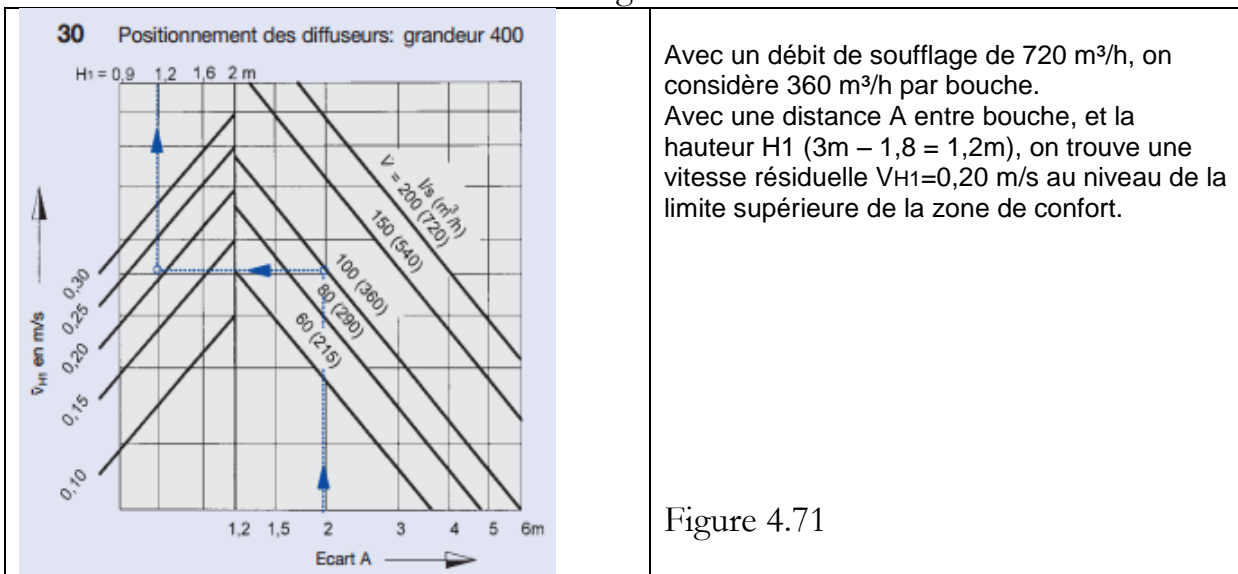
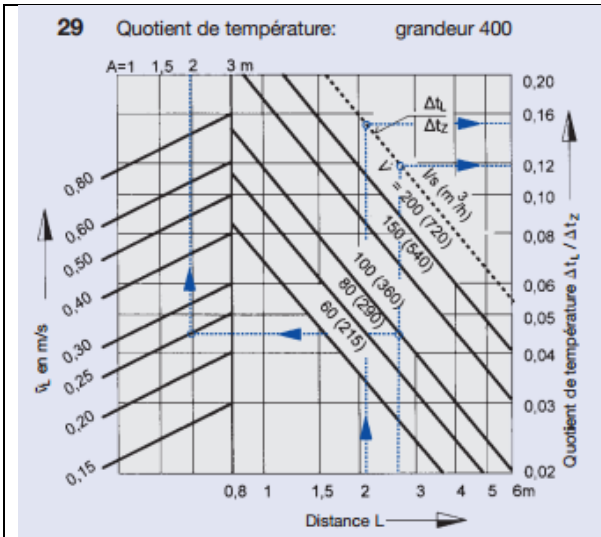


Figure 4.71



Ecart de soufflage = -8K
 $L = A/2 + H1 = 1 + 1,2 = 2,2 \text{ m}$
 Quotient de température : sur le diagramme, on trouve

$\frac{\Delta t_L}{\Delta t_Z} = 0,16$ d'où $\Delta t_L = -8 \times 0,16 = -1,6 \text{ K}$ entre 2 diffuseurs

$L = X + H1 = 1,5 + 1,2 = 2,7 \text{ m}$

$\frac{\Delta t_L}{\Delta t_Z} = 0,11$ d'où $\Delta t_L = -8 \times 0,11 = -0,88 \text{ K}$ au mur
 et $V_L = 0,25 \text{ m/s}$

Figure 4.72

Δt_z = différence de température entre air de soufflage et air d'ambiance
 Δt_L = différence de température à la périphérie de la zone d'occupation

- **Diffusion de l'air par déplacement** : diffusion de l'air par substitution pour les locaux devant être refroidi en permanence

L'air n'est pas diffusé par dilution ou par induction comme dans les systèmes classiques, où l'air soufflé en partie haute se mélange à l'air ambiant, en entraînant un brassage des pollutions et calories dégagées, mais par **déplacement** :

- L'air est insufflé en partie basse des locaux, à **très faible vitesse** (0,12 à 0,30 m/s) et avec un **très faible écart de soufflage** (+/- 2 à 5°C).
- Par **tirage thermique** l'air réchauffé au contact des occupants et autres sources de chaleur, s'élève au-delà de la zone d'occupation (1 à 1,50m du sol).
- Il est **filtré** (minimum 50% opacimétrique) et **repris en plafond** pour être mélangé à de l'air neuf et traité en centrale.

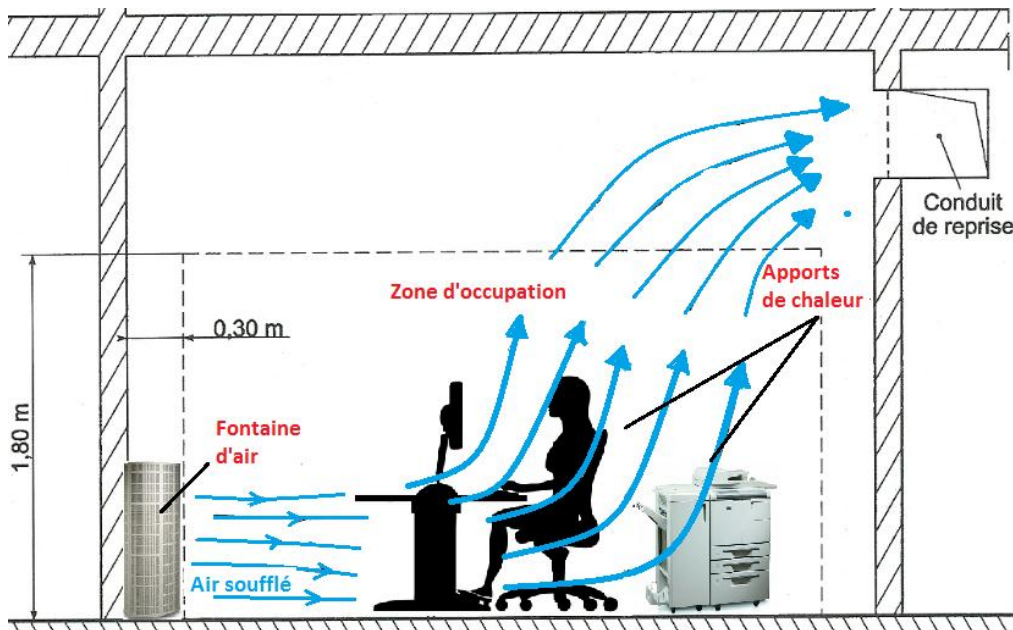


Figure 4.73

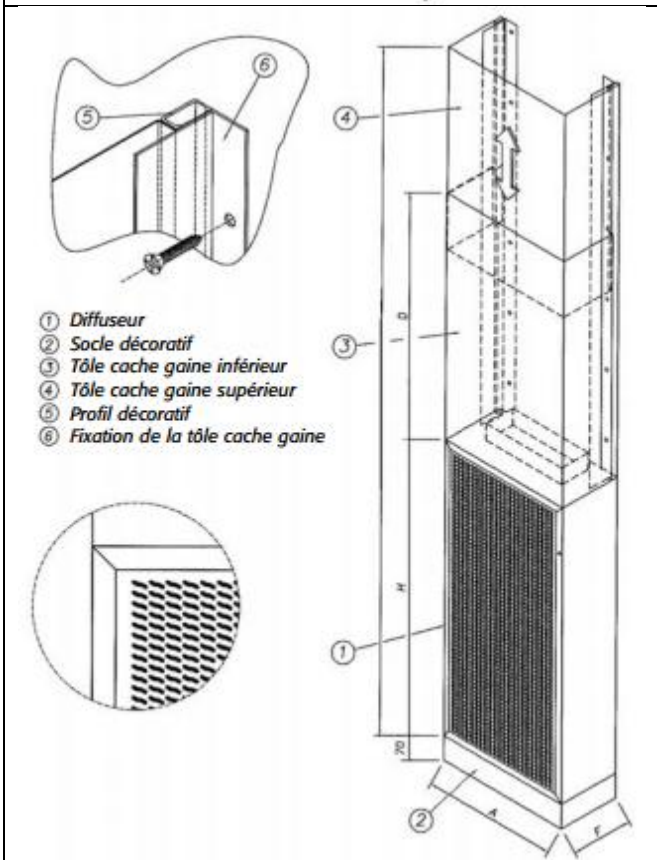
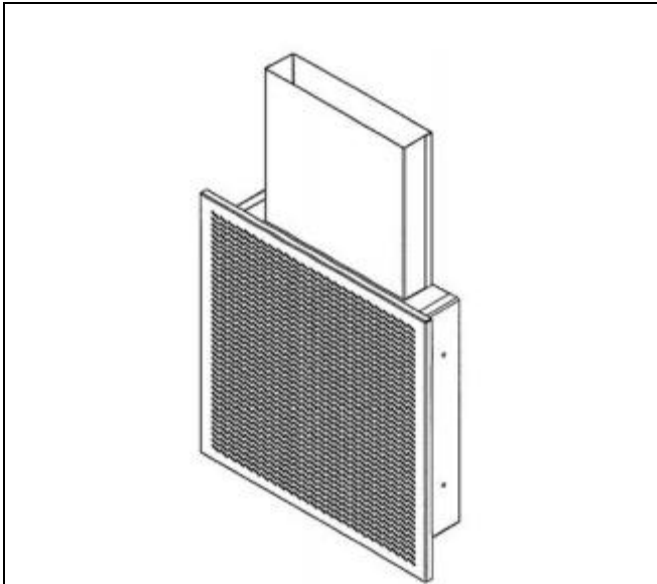
La *qualité de l'air* est nettement améliorée, les particules nocives ($\phi < 10\mu m$) ne traversent le local qu'une seule fois (au lieu de **60 fois** dans les diffusions par dilution). Le confort acoustique est parfait grâce aux très faibles vitesses de soufflage (**NR 25**).

L'originalité de cette technologie réside dans les **baffles de diffusion**. Les diffuseurs à déplacement d'air ont une surface de diffusion très importante et une hauteur respectable. L'air est soufflé au travers d'une grille micro-perforée après avoir traversé un *atténuateur acoustique* et un *caisson de détente*.

Les systèmes à déplacement d'air sont tout à fait indiqués pour les locaux **à forte occupation, à fort dégagement calorifique et de grand volume** :

- *Locaux de spectacles* : théâtres, cinémas, auditoriums
- *Locaux recevant du public* : halls et patios d'hôtels, cafés et restaurants
- *Locaux industriels* : laboratoires, cuisines, salles blanches
- *Locaux hospitaliers* : blocs opératoires, salles de réanimation
- *Locaux d'enseignement* : amphithéâtres, salles de cours

Seuls les apports thermiques dans la zone d'occupation (0 à 2 m) sont traités, ce qui permet de **réduire le débit et la puissance froide** à mettre en œuvre pour la climatisation d'un local par rapport à une solution traditionnelle par mélange.



Figures 4.74



Figure 4.75

VENTILATION PAR MÉLANGE	VENTILATION PAR DÉPLACEMENT
Vitesse de soufflage grande : <ul style="list-style-type: none"> • Stabilité de la veine à débits d'air réduits • Grande turbulence de l'air 	Vitesse de soufflage faible <ul style="list-style-type: none"> • Mouvements d'air acceptable à grand débit • Faible turbulence de l'air
Possibilité d'écart de soufflage important ⇒ puissance de réfrigération importante	Nécessité d'écart de soufflage faible ⇒ puissance de réfrigération réduite
Température uniforme	Gradient élevé de température entre soufflage et extraction
Concentration uniforme des polluants	Concentration des polluants plus faible dans la zone occupée qu'à l'extraction
Flexibilité de positionnement des UTD et des UTE	Nécessité d'UTD et d'UTE de grandes dimensions

UTE : Unité Terminale d'Extraction

UTD : Unité Terminale de Diffusion

En ce qui concerne la sélection des bouches de reprise, les vitesses d'air recommandées :

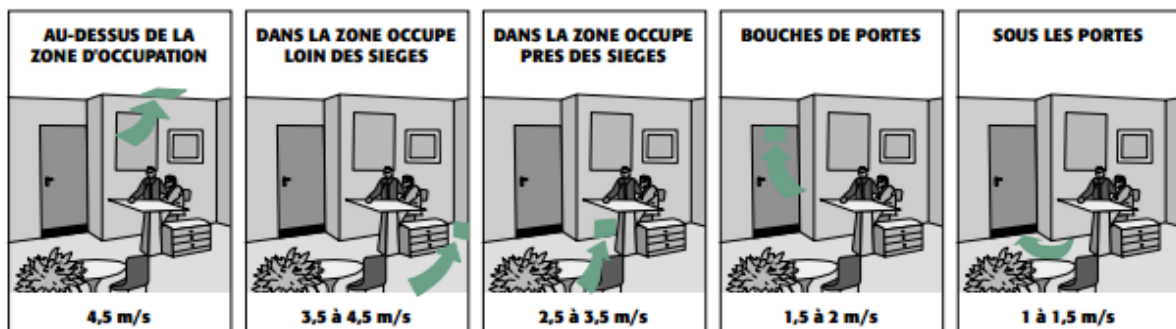


Figure 4.76

Les Types de diffuseurs :

- Grilles murales
- Jets ou inducteurs
- Grilles plafonnières :
 - ✓ rondes ou à toile perforée
 - ✓ carrées à 1 ou plusieurs champs de diffusion
 - ✓ linéaires ou rectangulaires
 - ✓ à jet torique.
- Diffuseurs à flux d'air directionnel variable
- Grilles à déplacement avec ou sans injection
- Grilles de sol

4.3 LES FAMILLES DE SYSTÈME DE CLIMATISATION

4.3.1 SYSTÈME TOUT AIR

Dans un système tout air, le refroidissement et l'apport d'air neuf dans un local sont assurés uniquement par le débit air.

4.3.1.1 à débit d'air constant

Comment répondre aux variations de charge ? Un système de conditionnement d'air "classique" délivre un air plus froid (de 20°, l'air passe à 16°C, par exemple). Le débit d'air pulsé reste constant (fixé par le ventilateur qui ne dispose que d'une seule vitesse de rotation) mais la température diminue. On parle alors de "système à débit d'air constant".

Une alternative consiste à garder la température constante tout l'été (16°C par exemple) mais à augmenter le débit d'air pulsé. On parle de "système à Débit d'Air Variable".

- Face aux déperditions en hiver, l'air est pulsé à 28°C
- Si en été, il y a des apports, l'air est pulsé à 16°C
- S' il y a de l'activité physique (dégagement d'humidité), l'air pulsé sera très sec

Avec un débit d'air constant, la régulation est réalisée par action sur la température et le taux d'humidité de l'air pulsé.

Les variantes possibles :

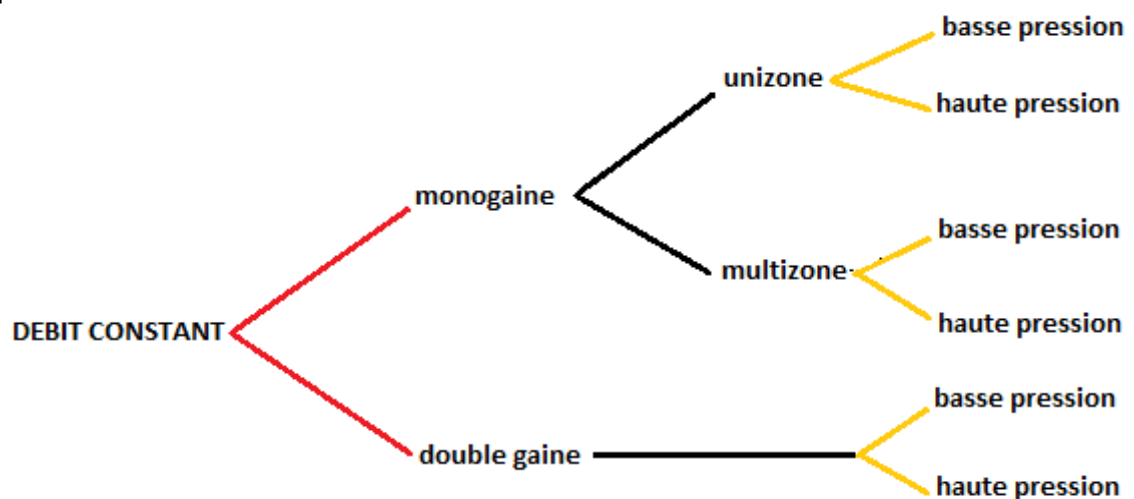


Figure 4.77

Mono-gaine

Un seul réseau de gaines est créé, et donc un seul niveau de température est disponible pour la(les) pièce(s) climatisée(s). (les unités terminales compensent les variations de température terminale)

Mono-gaine unizone

Il n'existe qu'une seule zone à traiter (une zone peut comporter plusieurs locaux)

Mono-gaine multizone

On crée plusieurs zones dans le bâtiment, chaque zone pouvant recevoir un air traité spécifiquement en fonction de ses besoins. Une zone peut comprendre plusieurs locaux.

Basse pression ou haute pression

On parle de basse pression du ventilateur

- si pression < 800 Pa, ou 80 mmCE
- si vitesse d'air dans les gaines comprises entre 2 et 7 m/s

On parle de réseau haute pression

- si la vitesse dans les conduits > 7 m/s
- si pression > 1000 Pa

A débit égal, doubler la vitesse de l'air dans les gaines (par rapport au système basse pression) permet de diminuer par deux la section nécessaire. Mais les frottements de l'air sur les parois des gaines sont proportionnels au carré de la vitesse. Et donc le ventilateur doit vaincre des pertes de charges beaucoup plus élevées.

Après passage dans une boîte de détente, l'air est diffusé par les bouches de soufflage.

Les boîtes de détente sont généralement des boîtes insonorisées, comportant un organe déprimogène (tôle perforée par exemple). Un régulateur maintient le débit à valeur constante. Des précautions sont prises contre les nuisances acoustiques.

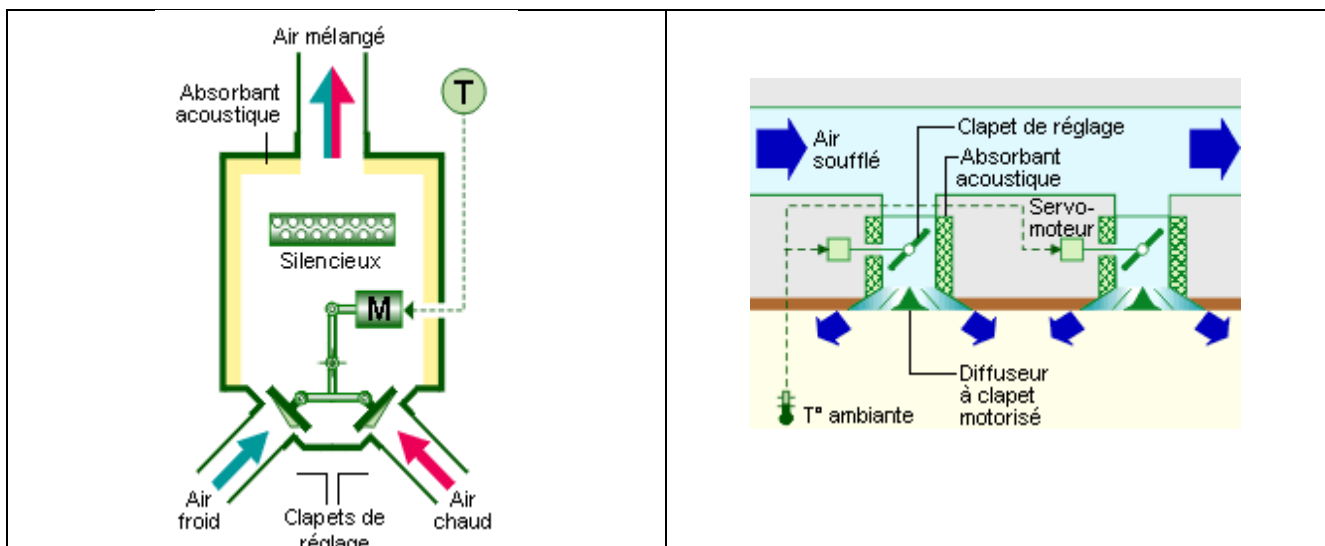


Figure 4.78

Double gaine ou « dual duct »

C'est un système où deux niveaux de température d'air sont préparés en centrale, puis distribués par deux gaines distinctes vers le/les locaux.

Un caisson central assure un premier niveau de préparation de l'air (par exemple jusque 16°), puis une batterie de post-chauffe et une de refroidissement préparent de l'air chaud et de l'air froid, distribués dans deux gaines différentes. Des boîtes de mélange sont prévues à l'entrée de chaque local, ou zone de locaux ayant des besoins similaires. Chaque registre de mélange est piloté par un thermostat d'ambiance.

Domaine d'application :

Le système "tout air" a de l'intérêt lorsqu'un débit d'air élevé et constant est souhaité, que les besoins des locaux sont extrêmement variables d'une zone à l'autre, et que le système doit répondre avec une très grande rapidité aux variations de charges. En pratique, on le rencontre peu dans les bureaux (l'inertie des bureaux ne demande généralement pas une grande souplesse), parfois en secteur hospitalier, plus souvent dans le secteur industriel avec exigences élevées de régulation.

Les coûts : (source Energie+)

Installation : de 125 à 190 €/m² (HTVA) pour une installation complète.

Maintenance : suivant la surface, de 1,75 à 5 €/m².

4.3.1.2 A débit air variable

Dans un système "tout air-VAV", le débit d'air varie donc entre le minimum hygiénique pour les occupants et le maximum nécessaire pour reprendre toutes les charges du local (soleil, bureautique, personnes,...). En pratique, le débit varie entre 30 et 100 % du débit nominal. Comme le coût du transport de l'air représente de 20 à 40 % du coût d'exploitation, le débit d'air variable se justifie certainement. La variation de débit est faite en agissant :

- soit sur un volet motorisé,
- soit directement sur les bouches de soufflage (conçues pour le débit variable) mais si les bouches se ferment, la pression de gaine va augmenter. Toute la distribution de l'air en sera perturbée.
- Soit par modulation de la vitesse des ventilateurs
- Soit par une combinaison de un ou plusieurs de ces éléments

Une installation VAV est particulièrement bien placée pour une utilisation optimale des énergies gratuites :

- En hiver, de l'air frais extérieur peut alimenter les zones à rafraîchir sans nécessiter l'enclenchement des groupes frigorifiques.
- En été, une ventilation nocturne peut décharger le bâtiment de la chaleur accumulée en journée.

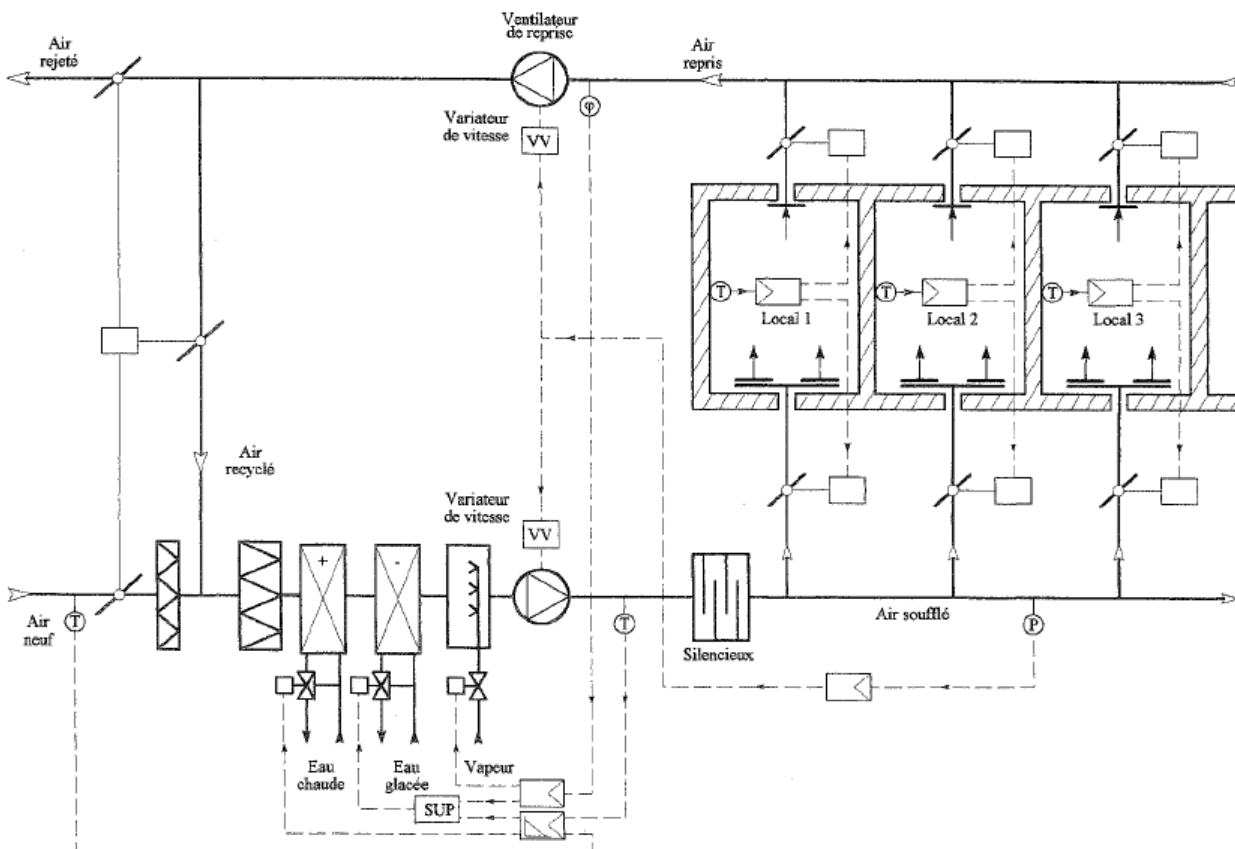


Figure 4.79

Domaine d'application :

Le VAV simple (sans réchauffage terminal) peut répondre à des besoins de zones très variables,... mais pas opposées !

On rencontre tout particulièrement le VAV dans les grands bureaux paysagers, ou dans les larges plateformes avec locaux de réunion, salles de conférences au centre du bâtiment : un apport d'air neuf est nécessaire en permanence.

Les coûts :

Installation : entre 137,5 et 212,5 €/m²

4.3.2 SYSTÈME AIR/EAU

Dans un système air/eau, le refroidissement et l'apport d'air hygiénique sont séparés : le refroidissement est assuré par des équipements sur un circuit d'eau et l'apport d'air hygiénique par le débit d'air uniquement.

Le système air/eau présente les caractéristiques suivantes :

- ✓ Le local est équipé d'une unité terminale, alimentée en eau chaude ou froide à partir de réseaux de distribution hydraulique
- ✓ Les réseaux hydrauliques assurent le transfert d'énergie entre la production centralisée et les émetteurs
- ✓ La totalité de l'énergie nécessaire au traitement thermique du local est véhiculée par l'eau

Un critère de sélection d'une unité terminale est sa performance acoustique, à comparer au confort acoustique recommandé par les normes (RGPT, EN 13779)

NR 30-35	Bonnes conditions d'écoute bureaux de la direction
NR 35-40	Conditions d'écoute normale grands bureaux
NR 40-45	Conditions d'écoute modérée laboratoires, restaurants

L'énergie peut provenir :

1. Un générateur d'eau chaude et un générateur d'eau froide
2. Une pompe à chaleur fournissant simultanément eau chaude et eau froide
3. Groupe de transfert permettant d'utiliser les calories récupérées sur le condenseur d'un producteur d'eau glacée

4.3.3 CHOIX DU SYSTÈME DE CLIMATISATION

4.3.3.1 Système à eau ou système à détente directe ?

- Pour des locaux classiques comme des bureaux, préférer un système à eau
- Réserver l'usage des climatiseurs et des multi-splits à des zones limitées ou à des extensions non équipés d'une production centrale de froid
- Préférer un système « tout air » que pour des locaux :
 - où la densité de population est élevée (besoins d'air neuf important)
 - aveugles
- Prévoir système de refroidissement spécifique pour les locaux avec un besoin annuel constant
- Prévoir système à débit de réfrigérant variable si le bâtiment présente des demandes thermiques opposées

4.3.3.2 Points d'attention

Les points d'attention lors d'une sélection d'un système de climatisation :

- **un dimensionnement à partir de critères réalistes :**
 - ✓ d'occupation,
 - ✓ de consignes de température intérieure et extérieure,
 - ✓ de besoin d'humidification et de déshumidification,
 - ✓ de charges internes liées aux équipements intérieurs.
- **la limitation du taux d'air neuf au juste besoin de qualité de l'air intérieur**

4.3.3.3 Emplacement unité extérieure

La position du condenseur influence la consommation énergétique ainsi que la fiabilité et la longévité du système.

Les erreurs à ne pas commettre :

- **Placer le condenseur dans une zone fortement ensoleillée**

En période d'ensoleillement, la température de surface de la toiture à cet endroit peut allègrement dépasser les 70°C. Par contre, le placement du condenseur dans une cour ombragée et bien ventilée sera favorable au rendement.

- **Placer le condenseur face aux vents dominants**

Dans ce cas, pour évacuer l'air, le ventilateur devra vaincre l'opposition du vent et par ce fait ne pourra travailler correctement.

- **Placer le condenseur sur une toiture non accessible**

Par manque d'entretien, les performances du climatiseur et sa longévité s'en ressentiront. Le coût d'un dépannage sera également nettement plus élevé.

- **Placer le condenseur au sol près de parterres**

La présence de feuilles mortes, de terre, de poussières facilement aspirées par le ventilateur, entraînera un encrassement rapide du condenseur.

- **Détruire l'esthétique du bâtiment**

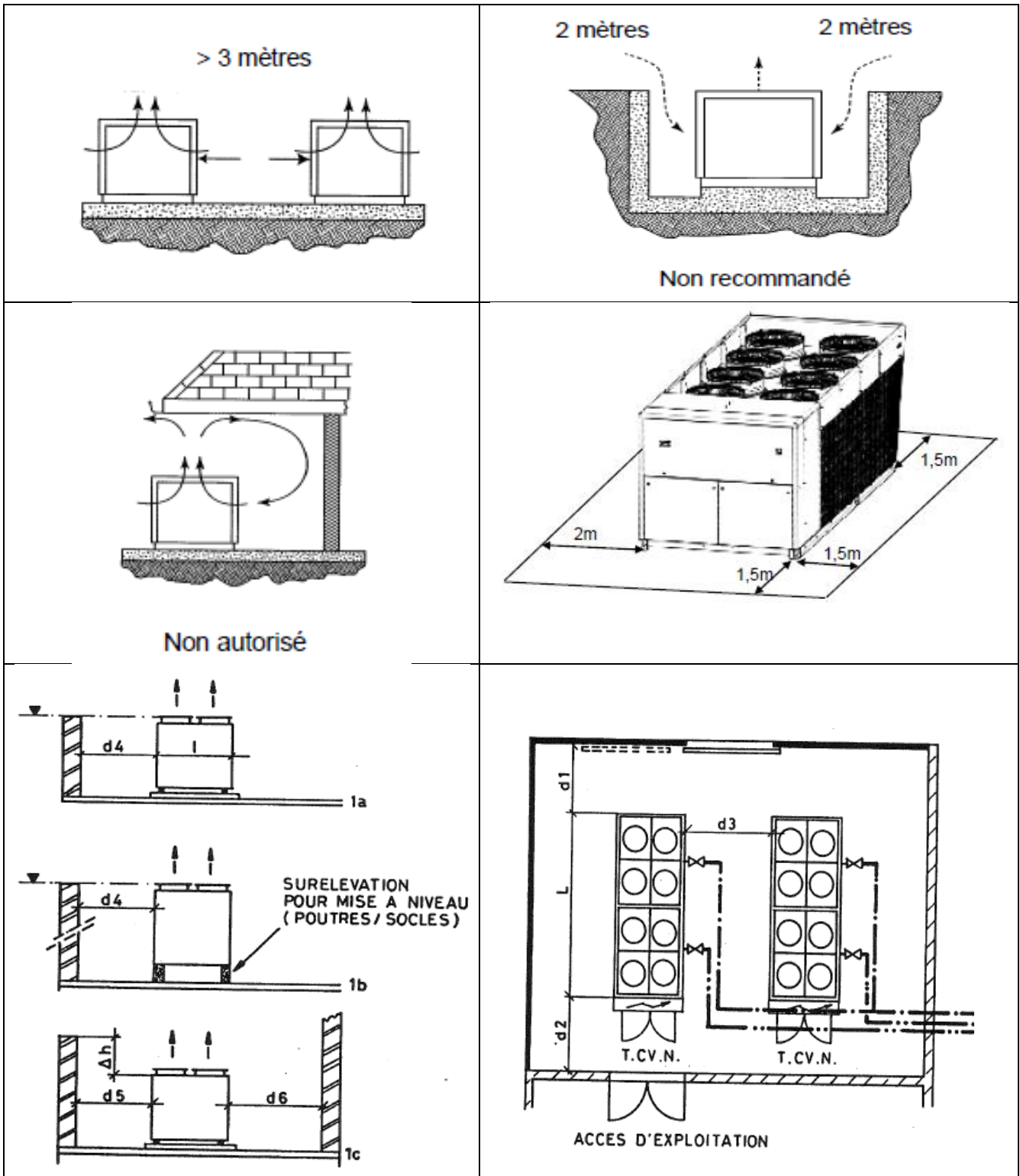
Les condenseurs sont des éléments souvent peu esthétiques. Pour déterminer leur emplacement, il faudra donc examiner leur intégration possible au bâtiment. On privilégiera une position non visible.

- **Oublier l'importance de l'entretien**

Le condenseur doit être à la fois placé dans un endroit d'accès aisé pour l'entretien et peu soumis à l'encrassement.

- **Placer le condenseur trop près des parois**

Risque de recirculation de l'air chaud



Figures 4.80

4.4 LES ÉMETTEURS DE CHALEUR OU DE FROID

4.4.1 VENTILO-CONVECTEURS

Le ventilo-convecteur est un échangeur thermique dans lequel circule de l'eau glacée. Comme l'écart de température est plus faible en froid qu'en chaud, la surface d'échange de la batterie froide sera plus importante que la batterie chaude. On incorpore un ventilateur afin de fournir une puissance suffisante pour refroidir l'ambiance : on force l'échange entre l'air et l'eau.

Un ventilo-convecteur comprend :

- une prise d'air du local (à chauffer ou à refroidir),
- un filtre grossier pour arrêter les poussières,
- un ou plusieurs ventilateurs, à faible vitesse,
- une ou deux batteries d'échange, de faible section, alimentées en eau chaude et/ou en eau glacée,
- éventuellement une résistance électrique d'appoint
- un bac inférieur pour récolter les condensats,
- et un habillage éventuel pour l'esthétique

La variation de la puissance fournie du ventilo-convecteur est réalisée :

- soit par arrêt ou marche du ventilateur
- soit par variation du débit d'eau dans les batteries (vanne 2 voies ou 3 voies)

Plusieurs variantes existent sur le marché :

2 tubes : l'appareil comporte une seule batterie alimentée par deux tubes

2 tubes 2 fils : l'appareil comporte une batterie de froid et une résistance électrique pour le chauffage (2 fils)

4 tubes : l'appareil comporte deux batteries alimentées chacune par deux tubes. Le nombre de rangs de la batterie froide est plus élevée que celui de la batterie chaude pour permettre une meilleure déshumidification et aussi du fait de l'écart de températures plus faibles entre l'air et l'eau glacée qu'entre l'eau chaude et l'air (pincement).

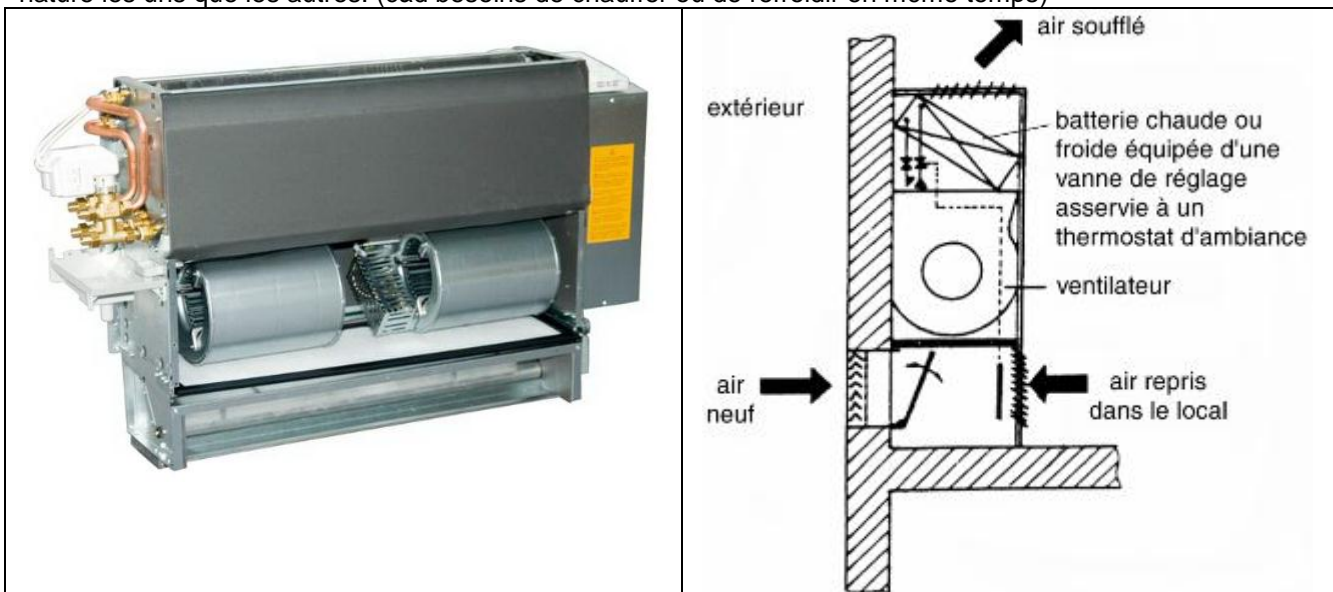
Les performances énergétiques sont les suivantes :

- en chaud : 2 à 20 kW
- en froid : 1 à 18 kW
- débit d'air de 150 à 2050 m³/h

Les performances acoustiques (données par le norme EUROVENT 8/2 – 92) varient de 30 à 65 dbA suivant les modèles. (A l'aide des courbes d'évaluation du bruit ou courbe NR, il est possible de déterminer si la puissance acoustique dépasse le niveau recommandé par les normes). On retrouve parfois dans les fiches techniques l'indice « **NC** » ($NC = NR - 2dB$) pour caractériser la performance acoustique d'une unité terminale.

Domaine d'application :

Ce système s'applique aux locaux divisés (bureaux, hôtel...) qui ont des besoins variables mais de même nature les uns que les autres. (càd besoins de chauffer ou de refroidir en même temps)



Figures 4.81

Il est possible d'intégrer le ventilo dans le faux-plafond et le faux-plancher : on parle dans la littérature de **cassette**.

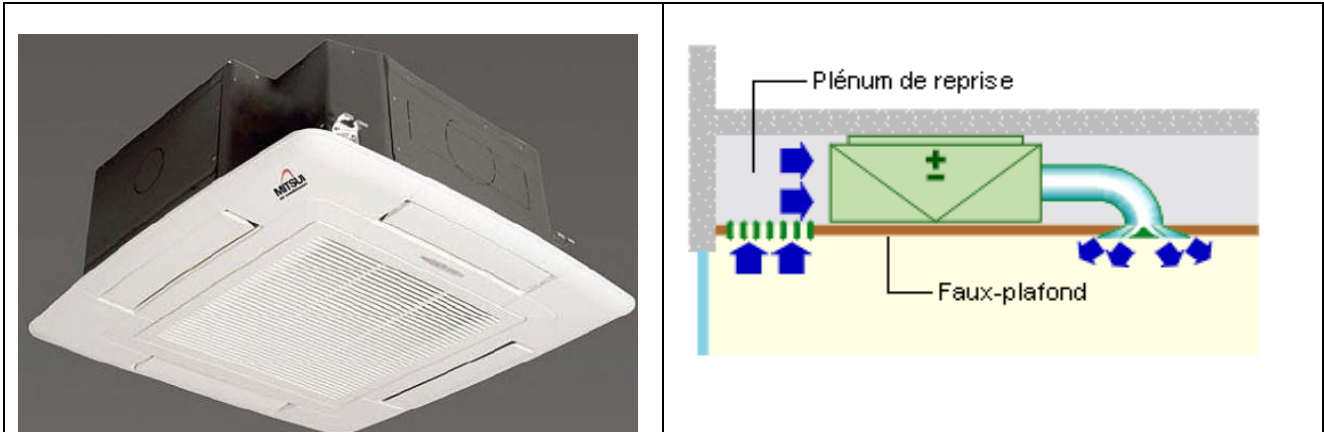
Le raccordement est prévu via des gaines de distribution vers différentes grilles de pulsion. Cela améliore le confort (meilleure diffusion de l'air, diminution du bruit, ...) mais il faut que le ventilo reste facilement accessible pour la maintenance (ouverture prévue par le dessous).

Les ventilo-convecteurs "2 tubes - 2 fils" ne pourront être utilisés sauf si la consommation électrique de chauffage, est jugée tout à fait marginale c'est-à-dire inférieure à 10 kWh/m²/an (source Energie+ le site)
Ces ventilo-convecteurs présenteront un rapport "puissance électrique / puissance frigorifique sensible" minimal suivant :

Ventilo 2 tubes froid seul : 2,3%

Ventilo 2 tubes froid et chaud : 3,4%

Ventilo 4 tubes : 3,5 %



Figures 4.82

4.4.2 EJECTO-CONVECTEURS

L'air primaire constitué d'air neuf, traité en centrale, est pulsé à grande vitesse (15 à 25 m/s) et sous pression (150 à 500 Pa) jusqu'aux éjecto-convecteurs à débit constant. Le niveau sonore et la consommation électrique du ventilateur est d'autant plus élevée. A l'intérieur de cet appareil, l'air primaire traverse des buses, ce qui a pour effet d'aspirer et de mettre en mouvement par induction l'air du local. L'air primaire à la sortie des buses se mélange à l'air repris réchauffé ou refroidi – déshumidifié puis il est diffusé dans le local. La perte de charge de la batterie est nécessairement réduite (grande surface frontale) L'encombrement est plus important.

Tous les éjecto-convecteurs sont alimentés en air primaire chaud ou froid selon la saison. Le volume d'air secondaire peut être jusqu'à 6 fois plus important que celui de l'air primaire. Les éjecto-convecteurs ont une gamme de puissances calorifiques variant de 150 à 1 200 Watts, et des puissances frigorifiques de 120 à 900 Watts.

Le débit d'air primaire aux injecteurs est compris entre 8 et 50 l/s.

Les performances énergétiques sont en chaud de 140 à 1150 W et en froid de 120 à 860W.

NBN D 16-002 (1975) : Chauffage central, ventilation et conditionnement d'air - Ejecto-convecteurs (1e éd.)

La norme donne la définition et la classification des ejecto-convecteurs, les spécifications des éléments constitutants, les exigences de sécurité, les caractéristiques à fournir, et les conditions de vérification de ces caractéristiques.

Le niveau de nuisance acoustique des éjecto-convecteurs est donné par la référence Eurovent 8/3.

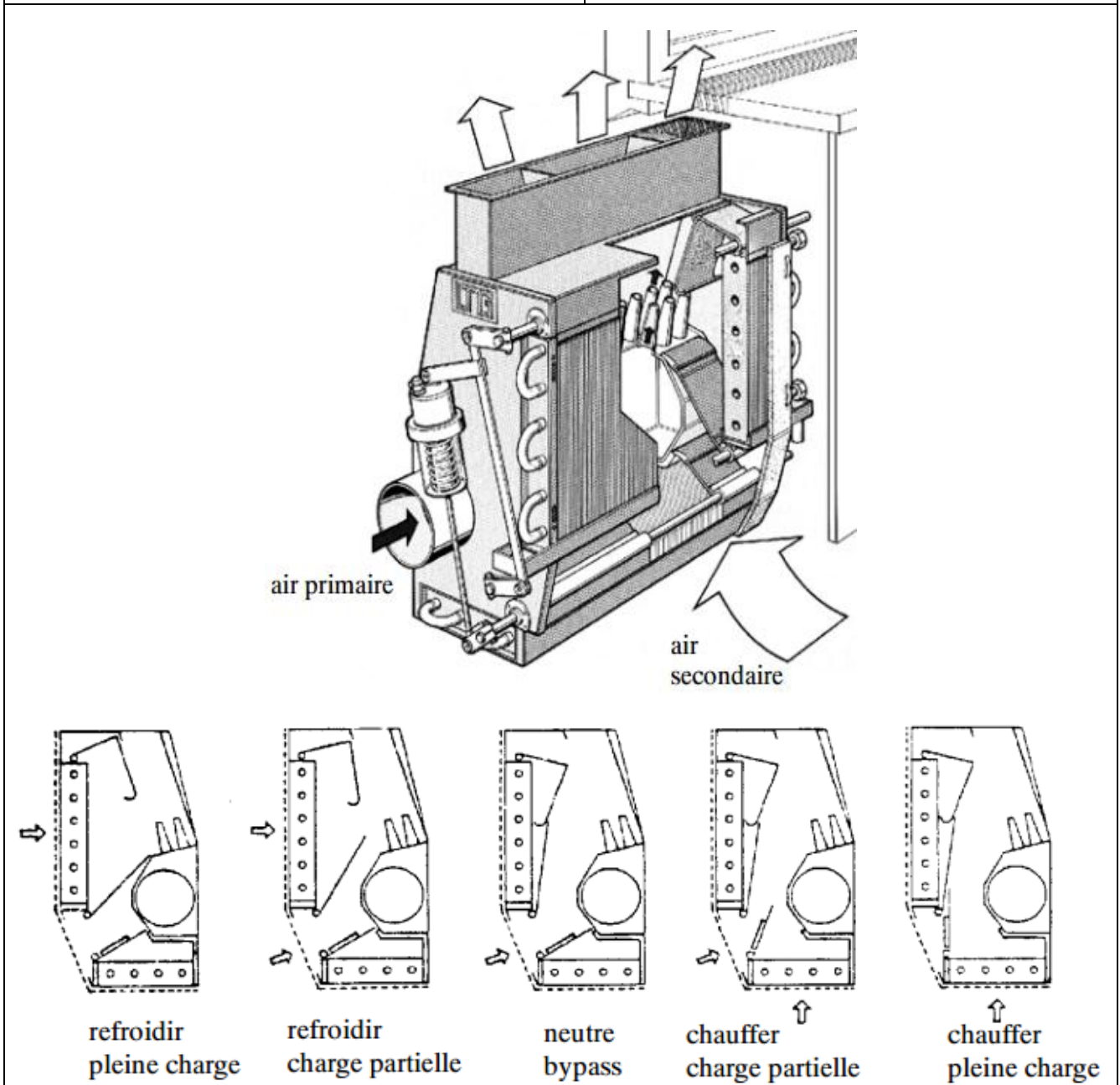
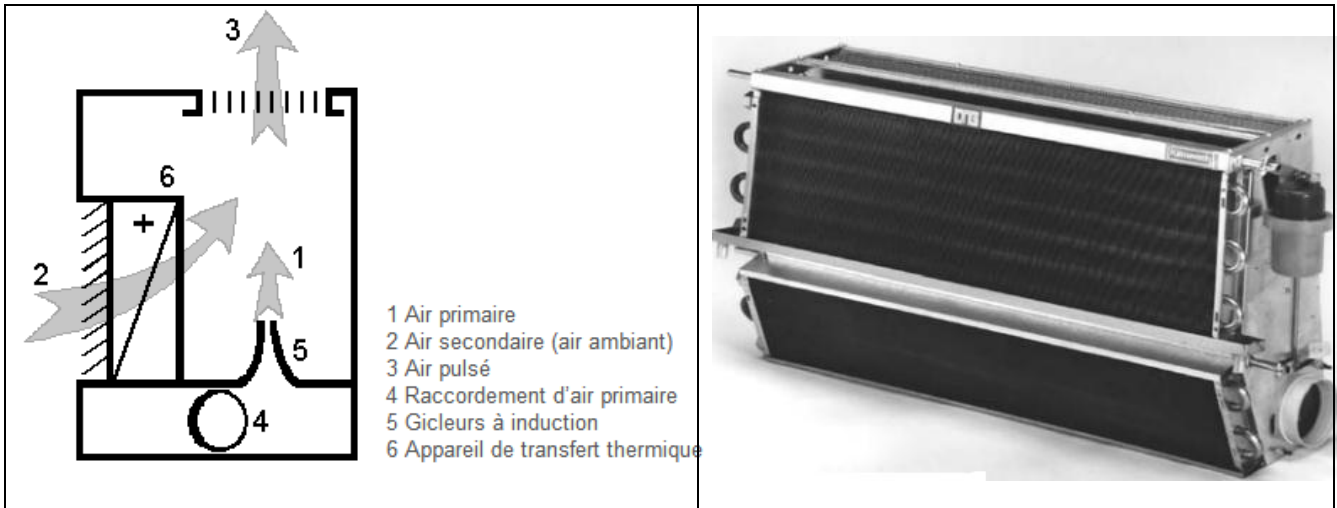
Domaine d'application :

Ainsi, les éjectos ne sont pas adaptés aux hôtels puisque les chambres ont une occupation discontinue, alors que la pulsion d'air primaire est constante

Les installations éjecto-convecteurs à 4 tubes conviennent pour les bâtiments dont les charges sont variables d'un local à l'autre du fait d'ombres portées migrantes au cours de la journée. Cette solution est abandonnée au profit des ventilo-convecteurs dans les bâtiments neufs.

La régulation terminale de la température ambiante est réalisée :

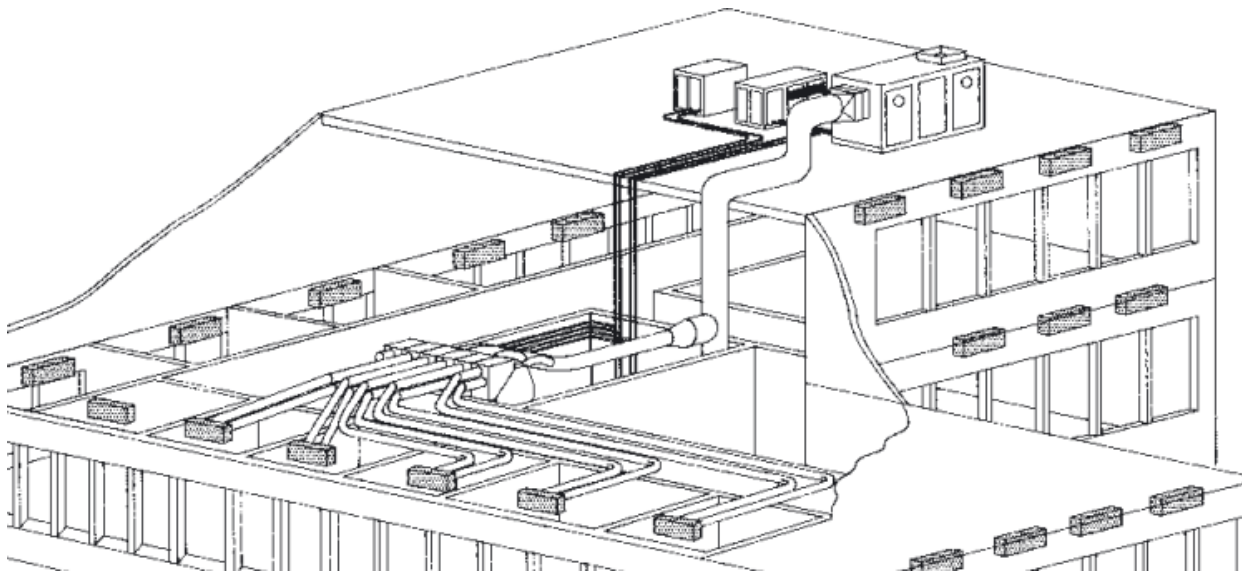
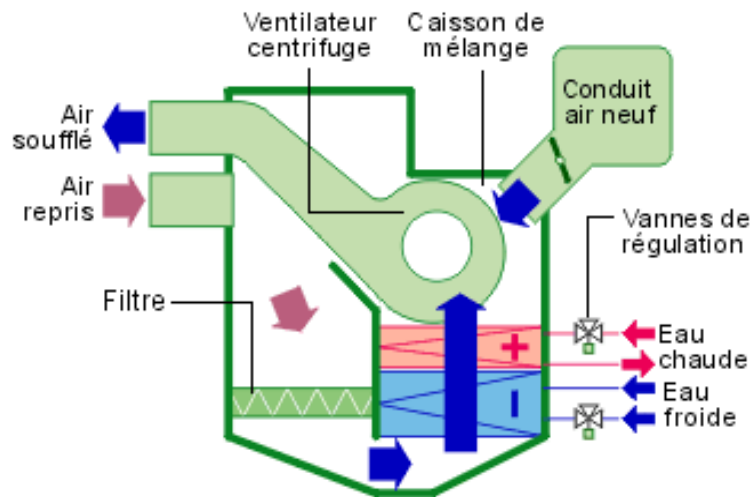
- soit par action d'un volet disposé dans l'unité : un volet règle le débit d'air secondaire traversant la batterie en ouvrant un orifice de dérivation.
- Soit par action sur la vanne d'eau chaude ou froide de la batterie



Figures 4.83

4.4.3 MODULES DE TRAITEMENT D'AIR

Les modules de traitement d'air sont des caissons de traitement d'air décentralisés, simplifiés et miniaturisés pour s'adapter à des petits locaux. Leur maintenance en est facilitée.



Figures 4.84

Domaine d'application :

Les modules de traitement d'air rendent chaque local indépendant. Ils sont recommandés dans des structures modulaires de 25 à 50 m² tels que les immeubles de bureaux, chambres d'hôpital...

4.4.4 POUTRE FROIDE

Le principe des appareils au plafond poutres froides est le suivant : l'air primaire assure le renouvellement de l'air dans le local en créant une aspiration par induction, de l'air ambiant et l'obligant à passer à travers les batteries intégrées pour le rafraîchir. Aucun organe mécanique, ventilateur terminal ni pièce mobile n'est nécessaire pour assurer le bon fonctionnement de la poutre froide.

Cet échangeur travaille sous un faible écart de température, suite à la condition de non-condensation. Sa puissance frigorifique varie selon la largeur de la poutre, la présence d'induction, l'écart de température,... Le taux d'air neuf varie entre 1 et 2,5 Volume/heure. La puissance frigorifique varie de 75 à 200 W / mètre linéaire avec un écart air/eau de 10K.

Il existe deux conceptions :

- Poutres froides convectives constituées d'une batterie froide : l'air du local circule par convection naturelle
- Poutres froides à induction : l'air du local est induit au travers de la batterie via un conduit d'air neuf muni de tuyères

Lors du fonctionnement des plafonds, l'air neuf doit être pré-refroidi car la puissance frigorifique des plafonds froids n'est souvent pas suffisante pour reprendre toute la charge frigorifique du local. Un air pré-refroidi doit souvent lui venir en aide.

La pression régnant dans le conduit est suffisante (150 à 200 Pa) pour permettre à l'air neuf de s'échapper à grande vitesse et créer un effet d'induction de l'air repris.

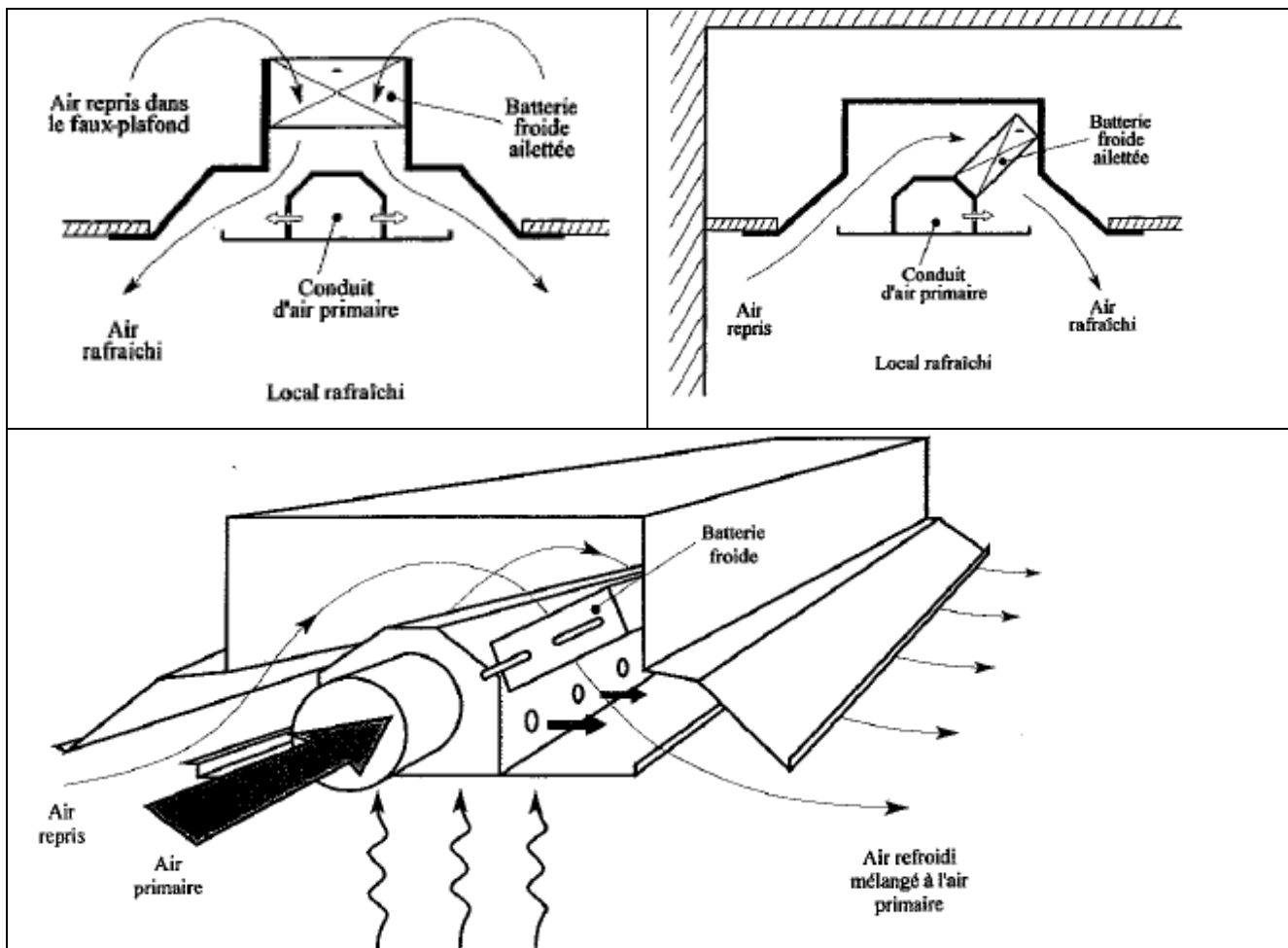


Figure 4.85

Les poutres passives sont situées parallèlement à la fenêtre. (boucle convective remonte le long de la fenêtre). Le circuit des poutres est alimenté au régime aller-retour de 15°C - 17°C.



Figure 4.86

L'installation régule en permanence la température de l'eau froide en fonction des charges mais aussi de la température du point de rosée. La température de départ de l'eau froide est toujours supérieure au point de rosée de l'air et est calculée à partir de la température sèche et de l'humidité relative de l'air du local.

Plusieurs dispositifs sont possibles :

- Régulation centrale de la température de l'eau froide en fonction du point de rosée extérieur
- Régulation centrale de la température d'eau froide avec détection locale de la condensation
- Régulation centrale et locale de la température d'eau froide
- Régulation locale de la température d'eau froide

Au niveau local, une sonde située sur l'entrée d'eau froide détecte la condensation et ferme la vanne 3 voies si risque de condensation sur le plafond froid.

Un autre dispositif : le régulateur calcule la température de rosée de l'air du local à partir de la mesure de la température sèche et de l'humidité relative.

En fonction de la demande et de la température de rosée, le régulateur module la température de l'eau froide des échangeurs en agissant sur la vanne 3 voies. La température est réglée au plus juste tout en évitant la condensation.

Si l'humidité relative de l'air à la surface du tube approche de la condensation, un contact est actionné; la vanne est fermée et, éventuellement, la pompe est arrêtée.

Cette pompe peut également être mise à l'arrêt si le contact de feuillure placé sur les ouvrants des châssis signale une fenêtre ouverte. La surveillance du point de rosée est nécessaire pour les locaux à forts dégagements d'humidité.

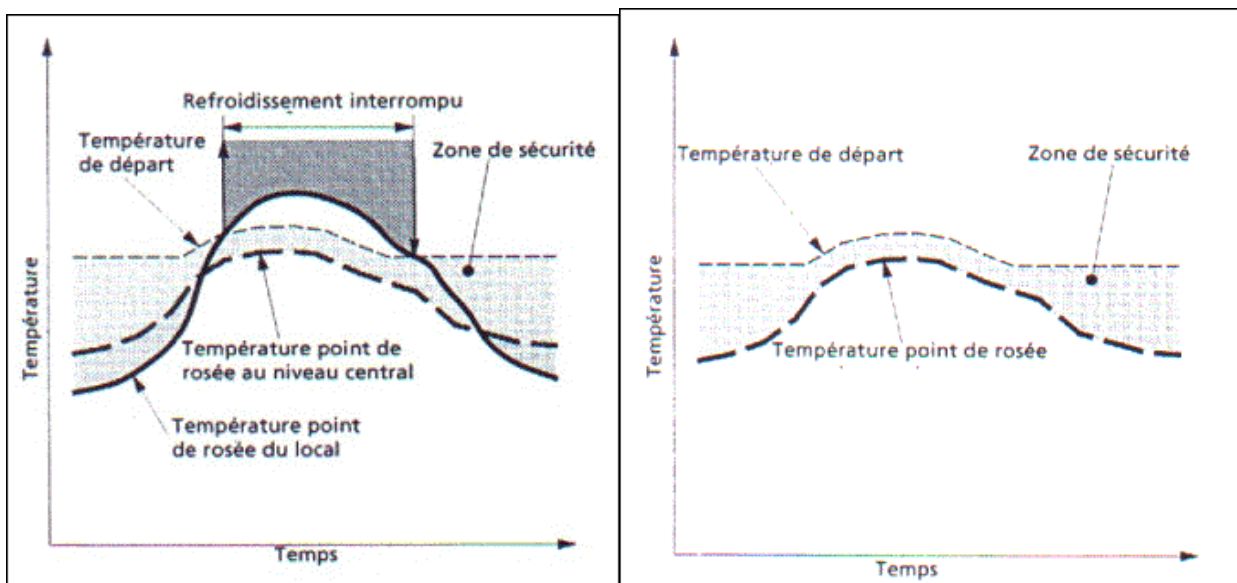


Figure 4.87

La régulation locale permet de réguler la température de départ vers l'échangeur au plus juste (suivant point de rosée de l'air du local et pas l'air extérieur)

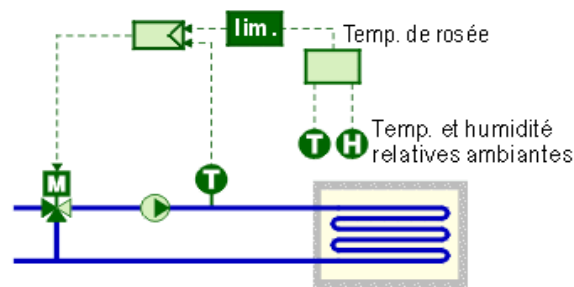


Figure 4.88

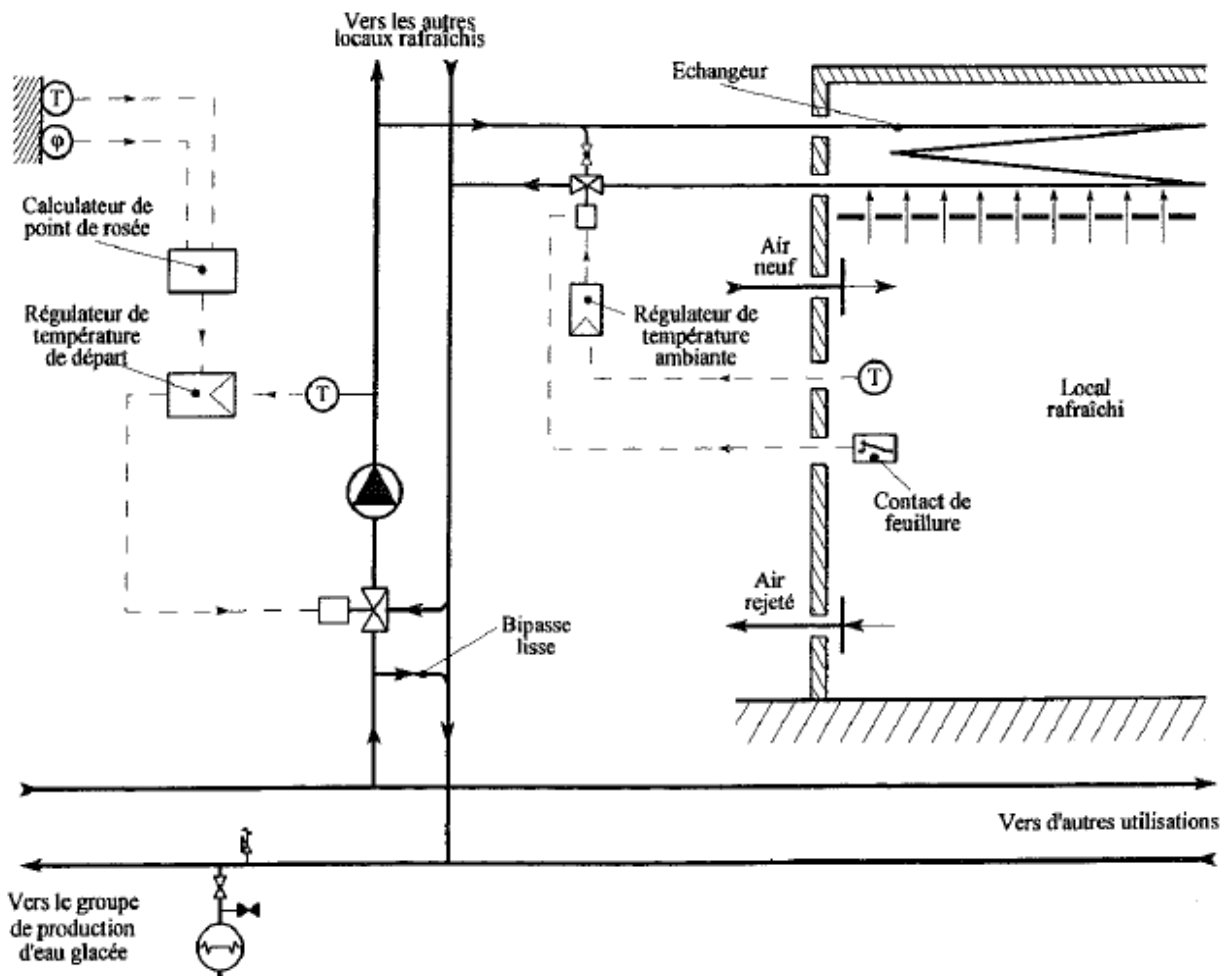


Figure 4.89

Domaine d'application :

Bureau, immeubles où contraintes esthétiques importantes et où espace disponible limité.

AVANTAGES	INCONVENIENTS
<ul style="list-style-type: none"> • vitesse de diffusion d'air faible • silencieux 	<ul style="list-style-type: none"> • La puissance frigorifique limitée par rapport aux systèmes traditionnels • L'apport d'air neuf confié à un autre dispositif



4.4.5 PLAFOND FROID RAYONNANT

L'idée de base est de tirer parti de la surface disponible au plafond pour évacuer la chaleur et maintenir les conditions internes requises.

Les plafonds froids rayonnants sont des émetteurs statiques à paroi sèche. Les échanges de chaleur se font de deux façons différentes

- Échange par convection avec l'air ambiant: un minimum de 40 % de la puissance totale émise.
- Échange par rayonnement avec les parois, meubles, personnes,... : un maximum de 60 % de la puissance.

Il existe plusieurs technologies différentes :

<p style="text-align: center;"><u>dalle active :</u></p> <ul style="list-style-type: none"> • La puissance frigorifique est faible (60 W/m²). • Inertie du système élevée 	<p style="text-align: center;">Figure 4.90</p> 
<p style="text-align: center;"><u>Faux-plafonds à ailettes rigides</u></p> <ul style="list-style-type: none"> • La puissance frigorifique de ces plafonds atteint 100 W/m². • Inertie du système faible 	
<p style="text-align: center;"><u>Faux-plafonds à nattes capillaires</u></p> <ul style="list-style-type: none"> • La puissance frigorifique est faible, comprise entre 50 et 70 W/m². • Utilisation eau déminéralisée car risque bouchage natte élevée 	<p style="text-align: center;">Figure 4.91</p> 

Pour les nattes capillaires :

AVANTAGES	INCONVENIENTS
<ul style="list-style-type: none"> • Faible épaisseur • Facile à mettre en oeuvre • Inertie thermique faible 	<ul style="list-style-type: none"> • risque de bouchage des tubes (utiliser de l'eau déminéralisée)

Pour les ailettes rigides :

AVANTAGES	INCONVENIENTS
<ul style="list-style-type: none"> • qualités esthétiques • puissance élevée • facile à mettre en oeuvre 	<ul style="list-style-type: none"> • prix de vente • esthétique limitée

4.4.6 DALLE RAFRAÎCHISSANTE (SLAB COOLING)

Le principe de base consiste à intégrer des tuyauteries dans la dalle de chaque étage, parcourues par de l'eau froide (16°C min pour éviter tout risque de condensation) .

Cette eau est refroidie par différents moyens :

- L'eau peut être refroidie par l'air extérieur, via un échangeur placé en toiture.
- L'eau peut être refroidie par de l'eau pompée dans une nappe phréatique, via un échangeur à plaques eau/eau.
- L'eau peut être refroidie par circulation dans le sol sous le bâtiment, via un échangeur sol/eau.
- L'eau peut être refroidie par une machine frigorifique traditionnelle

La puissance frigorifique est faible (de 40 à 50 W/m² dans les meilleurs cas, à comparer aux 80 à 90 W/m² des plafonds froids traditionnels et aux 100 à 120 W/m² des ventilo-convecteurs). Ce système ne peut convenir seul que s'il est placé dans un bâtiment dont les charges thermiques sont très bien maîtrisées. Ce système n'assure pas le traitement du taux d'humidité, qui doit donc, si souhaité, être réalisé via le système de ventilation hygiénique.

AVANTAGES	INCONVENIENTS
<ul style="list-style-type: none">• vitesse d'air faible• silencieux• caractère auto-adaptatif : une augmentation de la température du local provoque une augmentation de la puissance échangée	<ul style="list-style-type: none">• risque de condensation de vapeur d'eau sur le plafond si l'hygrométrie augmente• La puissance frigorifique limitée par rapport aux systèmes traditionnels• Inertie importante rendant la régulation difficile

4.5 COMPOSITION D'UN CIRCUIT HYDRAULIQUE

4.5.1 POMPES ET CIRCULATEURS

Pour que de l'eau avance dans une conduite, il faut qu'elle soit soumise à une différence de pression.

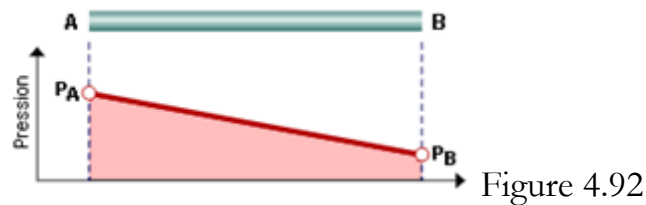


Figure 4.92

On peut dire que la pression plus forte au point A "pousse" l'eau vers la pression plus faible au point B. Le déplacement de l'eau va s'accompagner de frottements qui engendrent une perte de pression. On peut dire que la chute de pression entre les points A et B correspond aux frottements du fluide sur les parois de la canalisation. Elle est appelée la "perte de charge" du point A au point B.

Dans un circuit fermé, l'eau circule de A vers B parce que la pression au refoulement de la pompe est supérieure à la pression à l'aspiration.

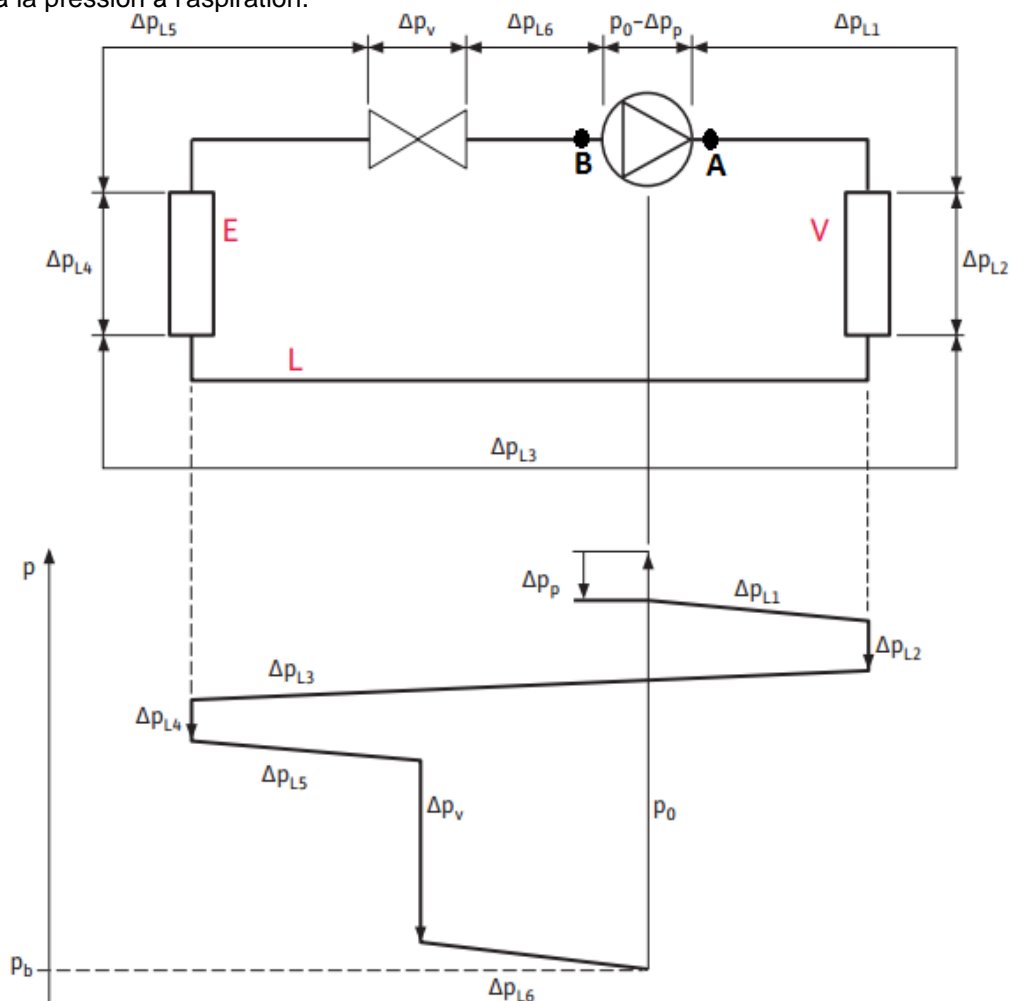


Figure 4.93

P_0 = perte de charge du réseau entre A et B = hauteur manométrique du circulateur.

P_b = pression de référence du circuit (donnée par le vase d'expansion)

Δp_{L6} , Δp_{L5} , Δp_{L3} , Δp_{L1} = perte de charge en ligne

Δp_{L4} , Δp_{L2} = perte de charge des échangeurs

Δp_{LV} = perte de charge de la vanne de régulation

Δp_p = perte de charge de la pompe

La résistance du réseau de distribution dépend d'une part de sa configuration (longueur et forme des conduits, changements de direction, obstacles comme les vannes, les corps de chauffe, les filtres, ...) et

d'autre part de la vitesse de l'eau qui y circule. En effet, la résistance, ou autrement dit les pertes de charge, représente le frottement de l'eau dans les conduits. Ce dernier augmente avec la vitesse de l'eau. Le calcul des pertes de charge consiste à sommer sur le circuit le plus défavorisé:

$$J_{TOTALE} = J_{LINEAIRE} + J_{SINGULIERE} + J_{APPAREIL}$$

Perte de charge linéaire des conduites

$$j_{LIN} = j \times L$$

j = perte de charge linéique (Pa/m) d'une longueur
L = longueur du circuit (en m)

Perte de charge singulière des accessoires

$$j_{sing} = \zeta \times \frac{\rho \times v^2}{2}$$

ζ = coefficient de perte de charge singulière
 ρ = masse volumique de l'air (kg/m³)
v = vitesse de l'air (m/s)

Les coefficients j et ζ peuvent se trouver dans des abaques. (voir tableau 9.14 chapitre 9)

Perte de charge des appareils $J_{APPAREIL}$

Le constructeur de l'appareil fournit un abaque indiquant la perte de charge j_0 en fonction du débit q_{v0} . Si le débit choisi q_v est différent, on peut recalculer la perte de charge j de l'appareil :

$$j = j_0 \times \left(\frac{q_v}{q_{v0}}\right)^2$$

Concernant les longueurs de tuyauterie, d'un point de vue pratique, le tube est choisi de façon à obtenir une perte de charge linéique entre 10 et 20 mm/m.

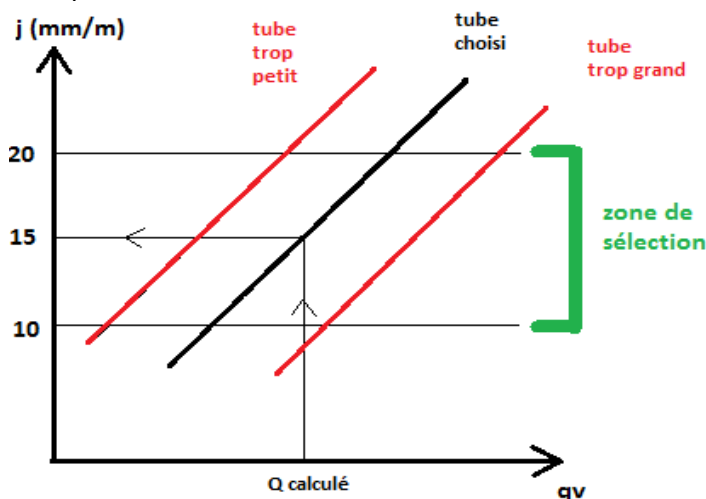


Figure 4.94

Si l'on branche un circulateur sur un circuit de distribution, il stabilisera son débit à une valeur pour laquelle la pression qu'il fournit équivaut à la résistance du circuit. Ce point est le seul point de fonctionnement possible. Il correspond à l'intersection de la courbe caractéristique du circulateur et du circuit. Il définit la hauteur manométrique et le débit fournis par le circulateur lorsque, fonctionnant à une vitesse donnée, il est raccordé au circuit considéré.

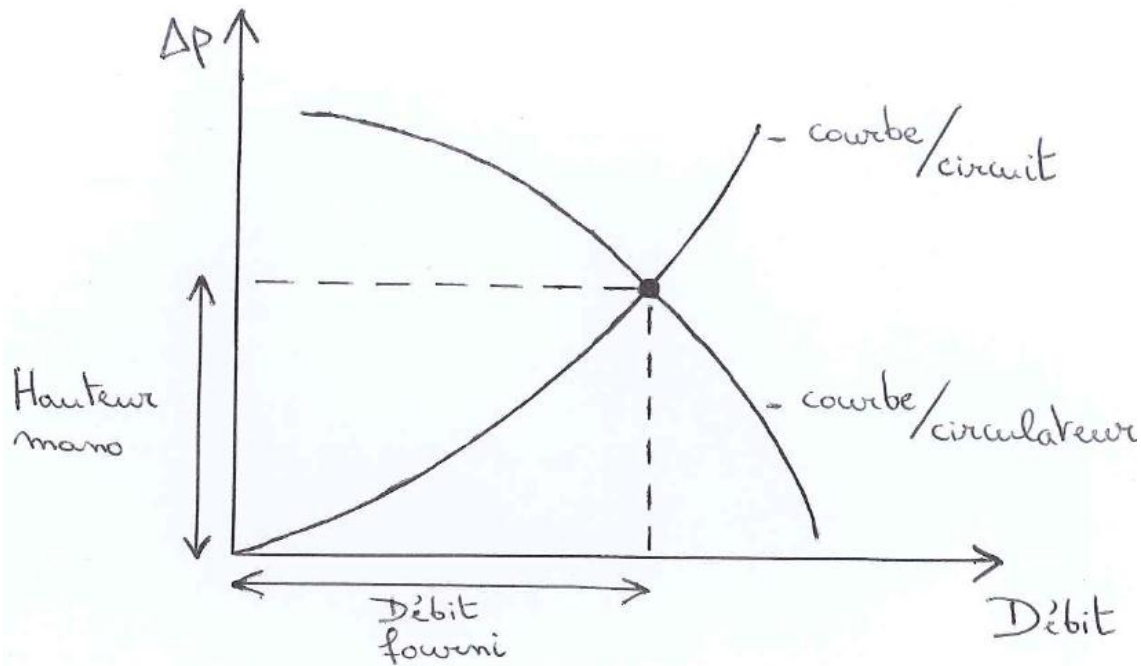


Figure 4.95

Comme pour les ventilateurs, les pompes sont toujours surdimensionnées. (afin de compenser les erreurs d'estimation des pertes de charges). Le point de fonctionnement de l'installation donne un débit réel toujours supérieur au débit souhaité.

Plusieurs moyens sont utilisés pour procéder au réglage du débit :

- Placement vanne de réglage en série avec la pompe (modifications réseau)
- Placement vanne de réglage en parallèle avec la pompe (modifications réseau)
- Variation de la vitesse de rotation (adaptations circulateurs)

La **variation de vitesse** est la meilleure solution d'un point de vue énergétique.

Le point de fonctionnement en A donne le débit q_{v1} et la hauteur manométrique Δp_1 trop élevée. Il faut ramener cette pompe à la vitesse N_2 . (point de fonctionnement passe de A en B). De plus, la puissance électrique diminue ($P_{abs,2} < P_{abs,1}$).

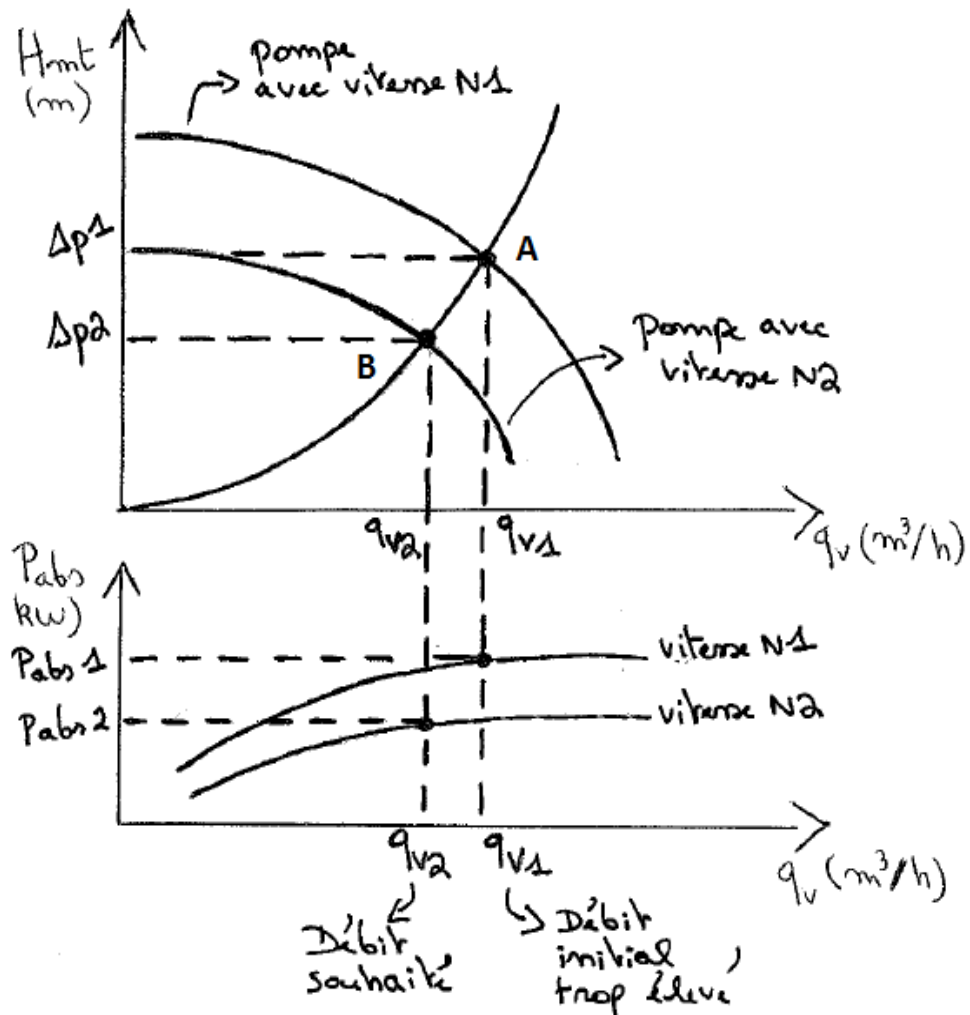


Figure 4.96

Il est possible aussi d'adapter le point de fonctionnement par rognage des roues. Cette technique consiste à diminuer le diamètre extérieur D de la roue initiale. On aura le rapport suivant :

$$\frac{q_{v1}}{q_{v2}} = \frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2$$

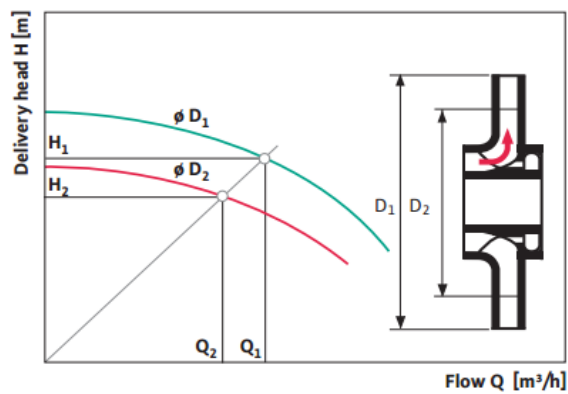


Figure 4.97

Lorsqu'on fait varier la vitesse de rotation des circulateurs, on fait varier les autres caractéristiques :

$\frac{q_1}{q_2} = \frac{n_1}{n_2}$	<p><u>Légende :</u></p> <p>q = débit volume [m³/h]</p> <p>n = vitesse de rotation [tr/min]</p> <p>Δp = gain de pression [mCE ou bar]</p> <p>P_{abs} = puissance sur l'arbre [kW]</p>
$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 = \left(\frac{q_1}{q_2}\right)^2$	
$\frac{p_{abs1}}{p_{abs2}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 = \left(\frac{q_1}{q_2}\right)^3$	

Le critère pour distinguer la technologie des pompes est le principe de fonctionnement :

- Pompes centrifuges
- Pompes à canal latéral
- Pompes volumétriques

Dans une pompe centrifuge, le liquide est aspiré au centre d'une roue puis rejeté à la périphérie de la roue et enfin canalisé par une volute jusqu'à l'orifice de refoulement. Une pompe centrifuge fait circuler le liquide toujours dans le même sens de rotation. En rotation inverse, les performances sont moindres.

Le sens de rotation est toujours indiqué sur le corps de pompe. On peut différencier les technologies de pompes centrifuges suivant les critères de classification suivants :

- type de roue (radiale, semi-axiale),
- nombre de roues (monocellulaire, multicellulaire)
- arbre moteur et arbre pompe (commun, séparé)
- type de moteur (moteur ventilé sur les pompes standards, à rotor noyé dans les circulateurs, à moteur étanche pour les pompes immergées)

Dans le domaine de la climatisation, on utilise plutôt le circulateur centrifuge et plusieurs types existent sur le marché :

➤ **circulateur « standard » à rotor noyé**



Figure 4.98

Les circulateurs à rotor noyé se retrouvent dans toutes les installations. Ils sont montés directement sur la tuyauterie. Le moteur est, en partie, directement refroidi par l'eau de l'installation. Ils sont sans entretien et de coût modeste. Leur rendement est cependant faible. La vitesse de rotation est réglée manuellement dans les modèles standards et reste fixe quelles que soient les conditions d'exploitation de l'installation. On retrouve des circulateurs à 1 ou plusieurs vitesses (3 ou 4), équipés d'un moteur monophasé ou triphasé.

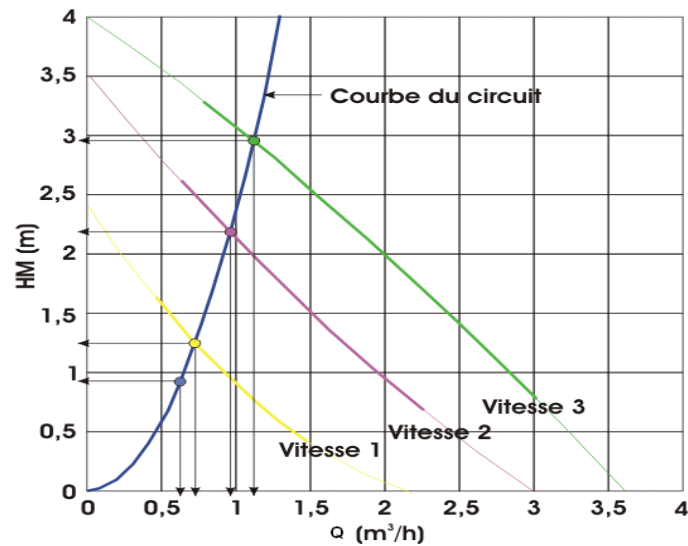


Figure 4.99

Certains circulateurs peuvent être équipés d'une coque isolante sur mesure qui diminue ses déperditions calorifiques. On peut également y joindre un "display" permanent qui permet de visualiser en temps réel les caractéristiques électriques de fonctionnement telles que la puissance absorbée, l'ampérage, la consommation et les heures de fonctionnement, ...

➤ **circulateur « in-line »**



Figure 4.100

Les pompes in-line sont aussi directement montées sur la tuyauterie mais le moteur n'est plus refroidi par l'eau du réseau de chauffage. Elles sont pourvues d'une garniture mécanique qui sépare la pompe du moteur. Le refroidissement est assuré par un ventilateur. Les pompes in-line se retrouvent principalement dans les grandes installations de chauffage ou dans les installations de refroidissement pour lesquelles la perte du moteur devient une charge calorifique supplémentaire à compenser.

➤ Circulateur à aimant permanent

Les circulateurs traditionnels sont équipés d'un moteur électrique asynchrone ayant un rendement souvent médiocre. (le rendement chute si la puissance diminue)

Il existe maintenant sur le marché des circulateurs à rotor noyé équipé d'un moteur synchrone à commande électronique. Cette technologie utilise un moteur synchrone à aimants permanents. Le champ tournant est généré par un courant piloté électroniquement en courant continu. Les bobinages statoriques sont excités alternativement pour obtenir la commutation des pôles électromagnétiques qui provoque l'entraînement du rotor. C'est la technologie dite ECM : Electronically Commuted Motor = moteur synchrone à commutation électronique. Ils n'ont pas d'électro-aimants d'où économie d'énergie et les rendements sont très élevés.

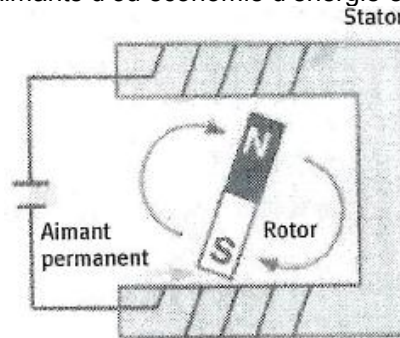


Figure 4.101

4.5.1.1 Caractéristiques des pompes

Puissance absorbée :

La puissance absorbée par la pompe désigne la puissance mécanique sur son arbre. Sa connaissance permet la sélection du moteur d'entraînement. La puissance absorbée des pompes centrifuges augmente avec le débit.

Rendement :

Le rendement de la pompe exprime les différentes pertes hydrauliques et mécaniques dues aux frottements au niveau des paliers et de la garniture d'étanchéité.

$$\eta_{pompe} = \frac{P_{hydraulique}}{P_{arbre}}$$

$$P_{hydraulique} = q_v \left[\frac{m^3}{s} \right] \times \Delta p_t [Pa] \text{ ou } = \frac{\rho \times g}{3,6 \times 10^6} \times q_v \left[\frac{m^3}{h} \right] \times H_{mt} [m]$$

P_{arbre} = puissance électrique absorbée lue sur la plaquette signalétique

Le rendement global de l'association moteur – pompe est égal à :

$$\eta_{global} = \frac{P_{hydraulique}}{P_{elec}} = \frac{P_{hydraulique}}{P_{arbre}} \times \frac{P_{arbre}}{P_{électrique}} = \eta_{pompe} \times \eta_{moteur}$$

NPSH : « Net positive suction head »

Le facteur NPSH, c'est le supplément de pression totale absolue par rapport à la pression de vaporisation du fluide à l'aspiration de la pompe. Lorsque la pression en un point du circuit chute jusqu'à atteindre la pression de vapeur saturante, le liquide se vaporise spontanément sans apport de chaleur. Les bulles de vapeur sont entraînées à la périphérie de la roue où la pression est plus importante et se condensent. Ces changements d'état s'accompagnent de variations spectaculaires du volume : la pompe cavite provoquant érosion du métal de la roue et baisse des performances hydrauliques de la pompe. Il faut que la pression minimale en tout point du circuit soit supérieure à la pression de vapeur saturante (à vérifier à l'aspiration de la pompe). Le respect de cette pression minimale garantit la non vaporisation du liquide dans la pompe. Il faut donc vérifier que :

$$NPSH_{disponible} > NPSH_{requis}$$

Avec

NPSH disponible = c'est celui dont dispose la pompe de par ses conditions d'installation et d'utilisation : nature et pression du liquide, température, tension de vapeur, hauteur du niveau, diamètre et forme des tuyauteries... Il est indépendant de la pompe.

NPSH requis = dépend du type de la pompe, du diamètre de la roue, du débit et de la vitesse de rotation. Il est déterminé par le constructeur en fonction des caractéristiques de fabrication et indique la charge nette absolue minimum nécessaire à l'entrée de la pompe.

Pour respecter cette condition, on peut soit :

- Augmenter NPSH disponible : diminuer perte de charge à l'aspiration de la pompe, diminuer la pression de vapeur saturante en diminuant la température du fluide, augmenter la pression de gonflage du vase d'expansion
- Diminuer NPSH requis : diminuer le débit, changer de pompe

4.5.1.2 Régulation des pompes

Dès qu'une vanne se ferme, le débit diminue, la courbe caractéristique du circuit se redresse et le point de fonctionnement se déplace de F à F'.

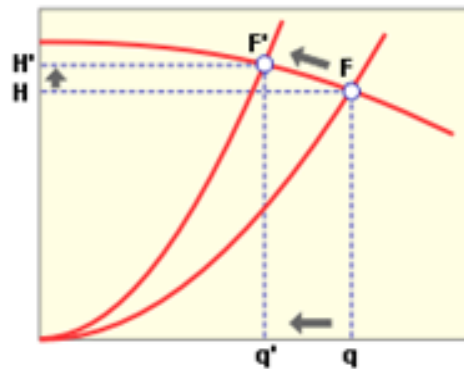


Figure 4.102

L'augmentation de la perte de charge suite à la fermeture de la vanne entraîne une augmentation de la pression délivrée par le circulateur. (H à H')

Une autre manière de représenter l'évolution :

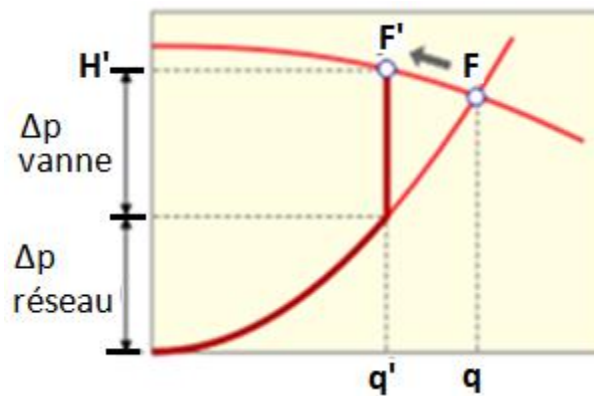


Figure 4.103

Le débit ayant diminué, le Δp du réseau a diminué également. Et une perte de charge locale supplémentaire Δp vanne a été provoquée pour freiner le débit.
En pure perte !!!

Les surfaces hachurées (hauteur manométrique x débit) délimitées par les points F, F' et F'' représentent l'image de la consommation électrique du circulateur.

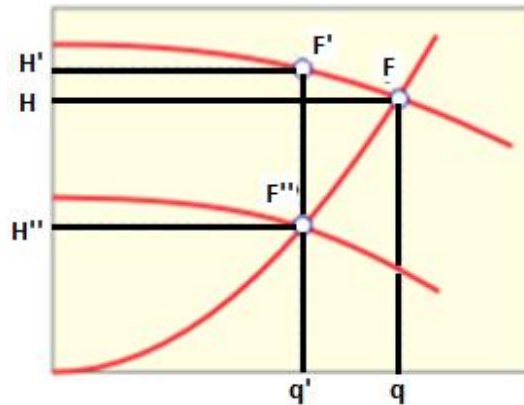


Figure 4.104

Idéalement, il aurait fallu diminuer la vitesse de rotation du circulateur.

H'' est suffisant pour générer un débit q' dans l'échangeur !

La pompe s'adapte alors aux besoins et suit la courbe du réseau. La consommation énergétique est minimale. La vitesse du circulateur est régulée en continu en fonction de la variation de pression régnant dans le circuit de distribution.

Deux modes de régulation avec les circulateurs électroniques :

- Soit la vitesse de rotation est adaptée pour maintenir la pression différentielle générée par le circulateur constante dans le circuit
- Soit la vitesse de rotation est adaptée pour faire varier la pression de manière linéaire

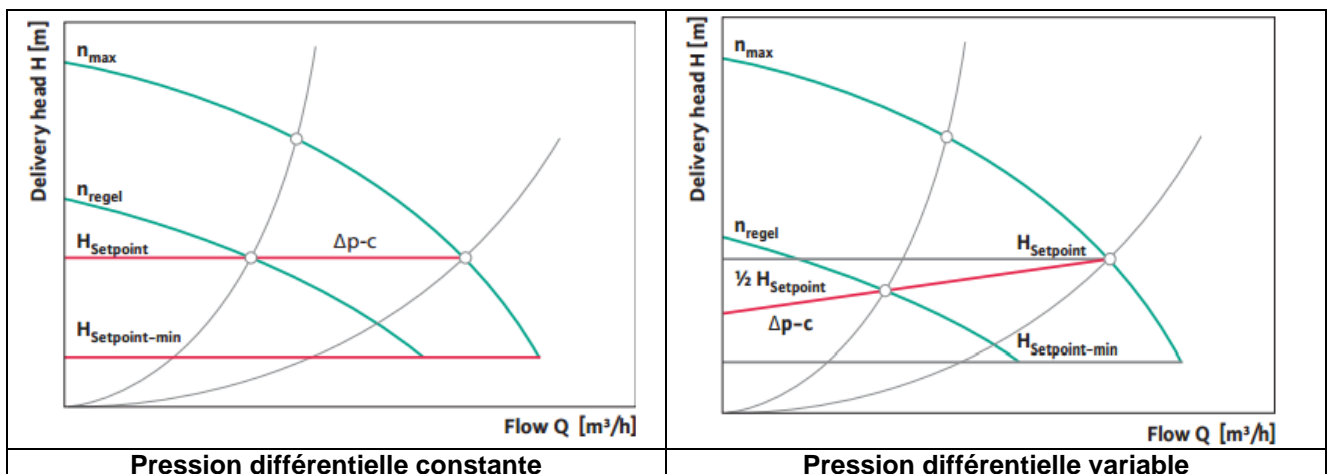


Figure 4.105

Avec le contrôle par variation de la pression différentielle, la pression varie entre la consigne (H_{setpoint}) et la moitié de la consigne ($\frac{1}{2} H_{\text{setpoint}}$). La consigne varie avec le débit.

Avec le contrôle par maintien de la pression différentielle constante, la pression reste égale à la consigne (H_{setpoint}) dès que le débit varie.

La vitesse est commandée par la température extérieure ou la température de l'eau. Dans les installations à débit constant la régulation du circulateur diminue linéairement la pression du circulateur quand la température de l'eau véhiculée diminue. Ce type de régulation peut être utilisée pour accélérer la coupure et la relance de l'installation.

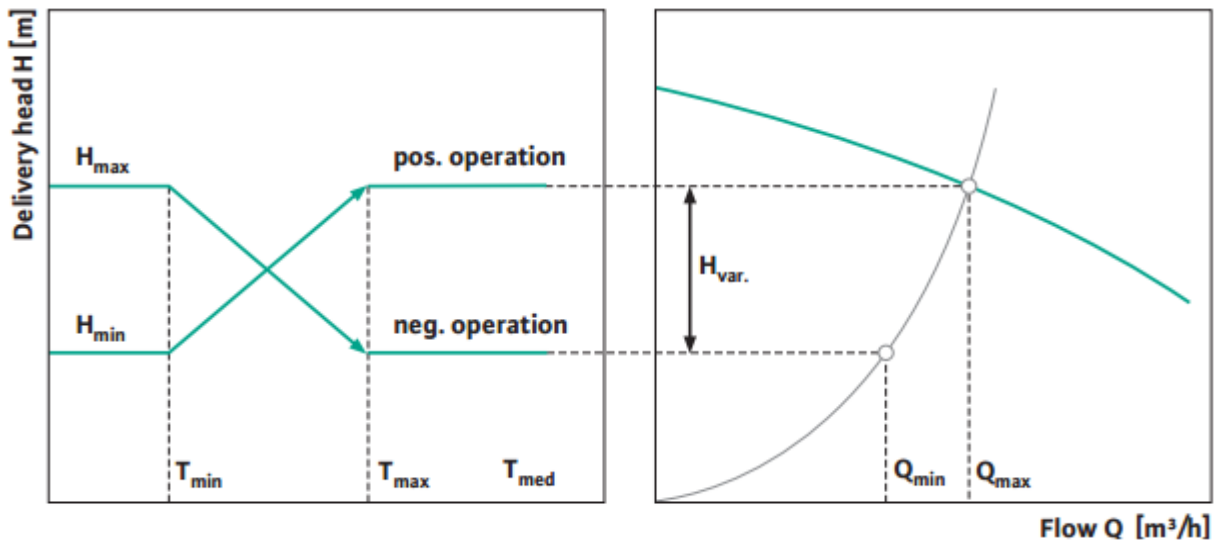


Figure 4.106

Les prises de mesure de la pression sont réalisées de deux manières :

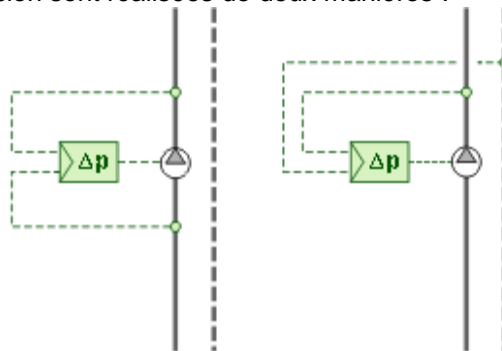


Figure 4.107

On évite ainsi le surdimensionnement et la surconsommation électrique liée au choix imprécis d'un circulateur à une ou plusieurs vitesses.

Un circulateur sera choisi pour que son point de fonctionnement se situe dans sa zone de rendement maximal. La courbe de rendement est propre à chaque circulateur.

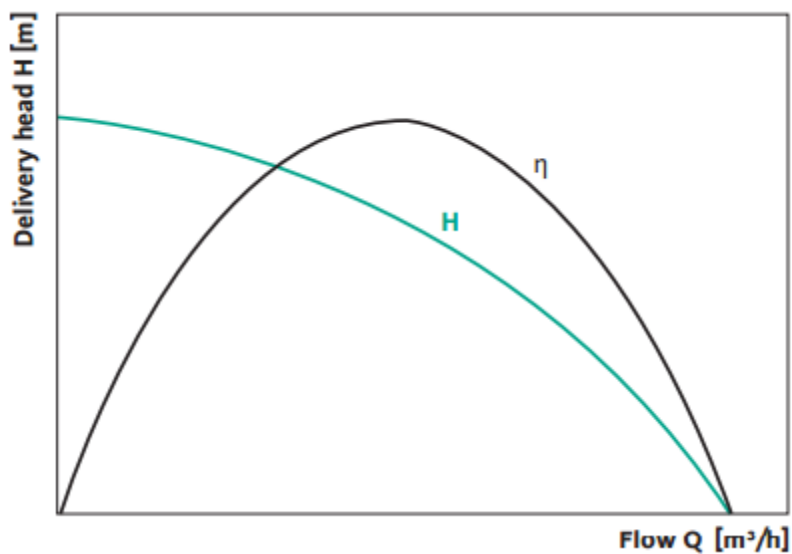


Figure 4.108

4.5.2 VASE EXPANSION

La présence d'air entraîne une mauvaise circulation de la chaleur et de l'eau, des glouglous dans les radiateurs, le grippage ou la cavitation des pompes, mais aussi la corrosion (embouage et percement des chaudières, radiateurs et autres composants de l'installation). L'air dans l'installation provient :

- De l'eau de remplissage (pratiquement 10% d'air dissous)
- D'un système d'expansion ouvert
- par diffusion à travers des éléments en matières synthétiques, des flexibles en caoutchouc, et par des raccords étanches à l'eau mais pas à l'air
- D'un mauvais système d'expansion fermé (n'assurant pas dans le temps une pression suffisante à l'installation).

Un mauvais système d'expansion, c'est :

- Un vase sous-dimensionné, le fluide est évacué par son trop-plein ou par la sécurité surpression. Il en résulte un manque d'eau avec comme conséquence une entrée d'air.
- La pression effective de gonflage insuffisante : cette pression doit être égale ou supérieure à la pression statique entre le sommet de l'installation et le vase afin d'avoir la pression d'eau en tout point de l'installation supérieure à la pression atmosphérique.

Les vases ont donc deux caractéristiques **à calculer** :

- Volume du vase (volume total du réservoir)
- Pression effective de gonflage = pression effective du gaz quand il occupe le volume total du vase (pour les systèmes fermés à pression variable)

Le calcul du volume du vase V_u consiste à déterminer :

- Volume d'expansion V_{ex} = variation du volume de liquide de l'installation entre la température ambiante la plus défavorable et les conditions maximales en service
- Volume de réserve V_r pour espacer les appoints de remplissage à cause de pertes diverses (vidanges partielles, dégazage,)
- $V_u = V_{ex} + V_r$

Les quatre dispositifs d'expansion :

1. Vases ouverts
2. Vases fermés à pression constante
3. Vases fermés à pression variable
4. Groupe de maintien de pression

En ce qui concerne la position du vase dans un circuit fermé, il sera placé :

- Sur la partie du circuit où la température est la plus froide (éviter une élévation de température pouvant abîmer la membrane + température du fluide trop élevée provoque une augmentation de la pression d'azote)
- À l'aspiration de la pompe pour empêcher la cavitation (facteur NPSH)

Vase fermé à pression variable

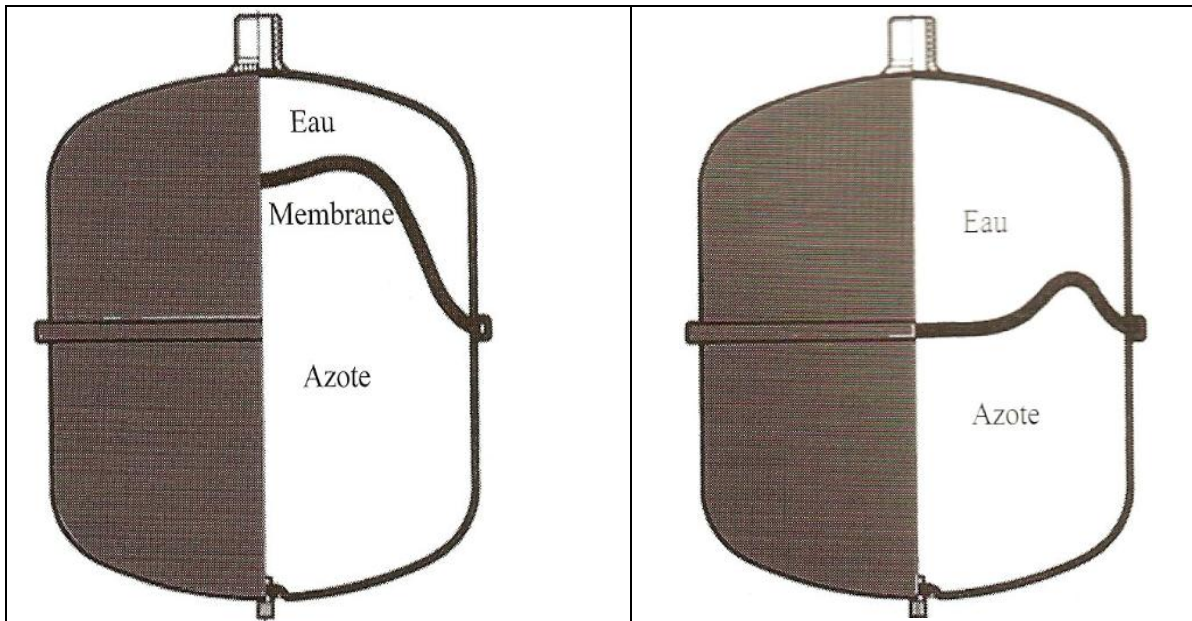


Figure 4.109

Ce vase contient une membrane séparant un gaz (azote ou air sec) du fluide caloporteur. L'expansion produit le déplacement de la membrane, la compression du gaz et donc une augmentation de pression dans toute l'installation.

Périodiquement, il est indispensable de vérifier la pression de gonflage du vase car une pression insuffisante réduit considérablement le volume utile.

Cette opération consiste à : isoler le vase d'expansion, mettre le côté eau à la pression atmosphérique en ouvrant le robinet de vidange et mesurer la pression d'azote (compléter si nécessaire)

Application

Comment vérifier la sélection d'un vase sur une installation existante ?

Soit un vase avec les caractéristiques suivantes : $V_t = 300$ litres et pression effective de gonflage = 2 bar.

raccordé sur une installation avec les caractéristiques suivantes :

- Contenance en eau = 3740 litres
- Température minimale = 10 °C
- Régime de température 80/65 °C
- Point le plus haut = 17,80m
- Soupapes chaudières tarées à 4 bars

$$1. \text{ Volume expansion } V_{EX} = C \times \left(\frac{v_{max}}{v_{min}} - 1 \right)$$

C = contenance totale en eau de l'installation (litres)

Vmax = volume massique maximale du liquide (m³/kg) (suivant abaque)

Vmin = volume massique minimum du liquide (m³/kg) (suivant abaque)

On considère la moitié du volume de l'installation à 80°C, l'autre moitié à 65°C

$$\text{Donc } v_{MAX} = \frac{v_{80^{\circ}C} + v_{65^{\circ}C}}{2}$$

$$V_{EX} = C \times \left(\frac{v_{80^{\circ}C} + v_{65^{\circ}C}}{2 \times v_{10^{\circ}C}} - 1 \right) = 3740 \times \left(\frac{1,029 + 1,0199}{2 \times 1,00035} - 1 \right) = 90 \text{ litres}$$

$$2. \text{ Volume utile du vase } V_U = V_t \times \left(\frac{p_{max} - p_{eff}}{p_{max}} \right)$$

Vt = volume totale du vase (litres)

Peff = pression effective de gonflage (bars)

Pmax = pression maximale de tarage de la soupape (bars)

$$V_U = 300 \times \left(\frac{(4+1.013)-2}{4+1.013} \right) = 180 \text{ litres}$$

3. Pression de gonflage Peff

Il faut vérifier que $p_{eff} \geq \rho \times g \times h \rightarrow 2 \text{ bars} \geq 1000 \times 9,81 \times 17,80 = 175000 \text{ Pa} = 1,75 \text{ bars}$

4. Conclusions

Le vase est bien dimensionné : $V_U > V_{EX}$ et $p_{eff} \geq \rho \times g \times h$

La pression de gonflage doit être comprise dans les limites suivantes :

Limite inférieure $p_{eff,1}$:

$$p_{g1} = \frac{V_{ex}}{50,56} = \frac{90,1}{50,56} = 1,78 \text{ bars et } p_{eff,1} = 1,78 - 1 = 0,78 \text{ bar}$$

Limite supérieure $p_{eff,2}$:

$$p_{g2} = \frac{V_{ex}-300}{-59,84} = \frac{90,1-300}{-59,84} = 3,51 \text{ bars et } p_{eff,2} = 3,51 - 1 = 2,51 \text{ bars}$$

La pression effective de gonflage doit être comprise entre 0,77 et 2,50 bars pour que le vase fonctionne normalement. Dans cette installation, le volume utile du vase diminue si on sort de ces limites.

Vase fermé à pression constante

Lors de l'élévation de température dans l'installation, l'eau pénètre dans le vase, la pression augmente par compression de l'air et le pressostat commande l'ouverture de l'électrovanne d'échappement.

Lors du refroidissement, il y a une chute de pression. Le pressostat commande la mise en marche du compresseur.

La pression du gaz est indépendante du remplissage en eau de l'installation. Ces vases sont équipés d'un dispositif mesurant le poids d'eau contenue dans le vase.

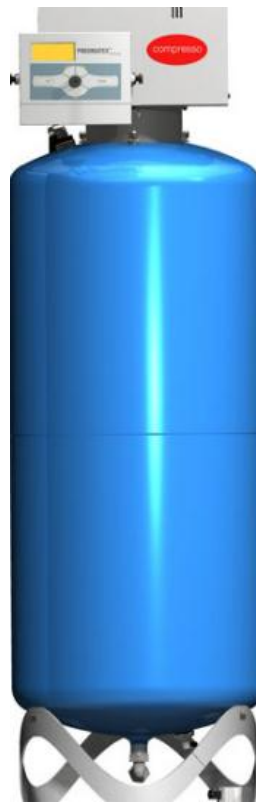


Figure 4.110

4.5.3 VANNE DE RÉGULATION

Les unités terminales dans un local doivent pouvoir couvrir de manière précise et continue dans le temps les besoins thermiques de ce local exposé à des perturbations. Le débit d'eau va varier dans l'unité terminale pour suivre la variation des besoins grâce à la présence d'un organe actif qui va réguler ce débit.

On identifie « l'influence » d'une vanne sur un circuit à régler, grâce à son autorité. Ce paramètre permet de caractériser la capacité d'une vanne à modifier le débit du circuit sur lequel elle est installée lorsqu'elle est grande ouverte.

Lorsque l'**autorité** est **faible**, la fermeture partielle de la vanne entraîne une réduction de débit négligeable. La progressivité du réglage est très mauvaise et la stabilité de la régulation est difficile à obtenir. La vanne travaille toujours près de la fermeture et il y a risque de pompage. (cycle d'ouverture et de fermeture excessive)

Lorsque l'**autorité** est **grande**, l'influence de la vanne est omniprésente pour toute position du clapet.

$$a = \frac{J_v}{J_r + J_v} \text{ avec } 0 < a < 1$$

J_v = perte de charge de la vanne grande ouverte

J_r = perte de charge de la partie du circuit où le débit varie

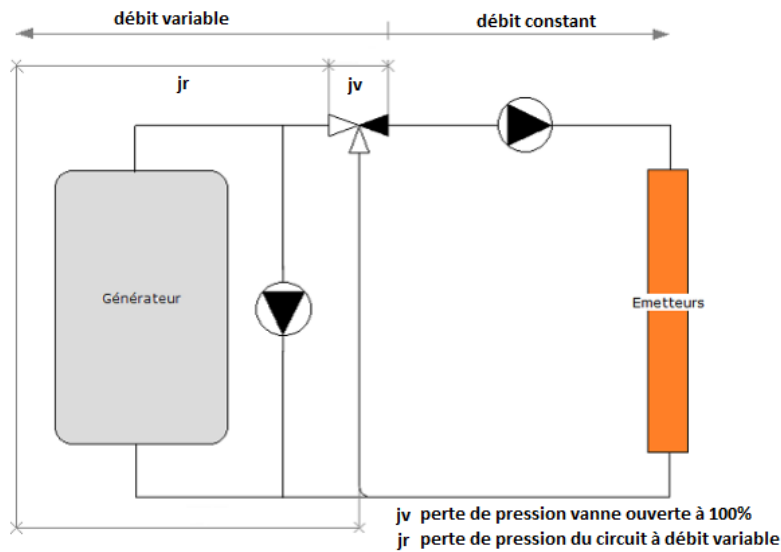


Figure 4.111

La régulation d'une installation doit permettre d'adapter la puissance à fournir en fonction des perturbations. Or un échangeur n'a pas de rapport proportionnel entre le débit qui le traverse et la puissance échangée. L'adjonction d'une vanne avec le comportement approprié va compenser cette non-linéarité. Les différents comportements possibles : vanne linéaire, vanne quadratique, vanne à égal pourcentage EQM (equal percentage modified)

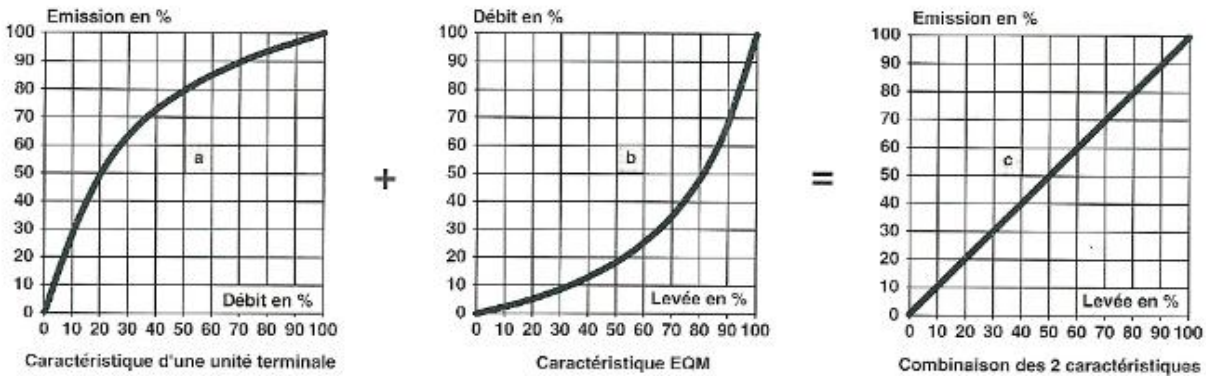


Figure 4.112

La capacité hydraulique d'une vanne est représentée par un coefficient de vanne K_v . Le K_v indique le débit d'eau froide en m^3/h qui traverse la vanne lorsqu'elle crée une perte de charge de 1 bar.

$$K_v = \frac{q_v}{\sqrt{\frac{J_v}{\rho}}}$$

q_v = débit volumique traversant la vanne (m^3/h)

J_v = perte de charge créée par la vanne (bar)

ρ = masse volumique du liquide (kg/dm^3)

K_{vs} = coefficient K_v de la vanne grande ouverte

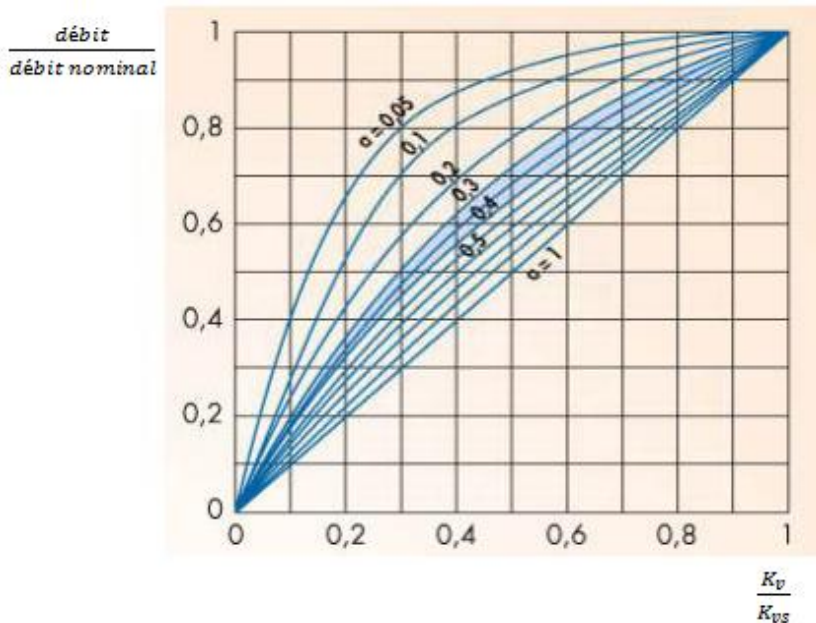


Figure 4.113

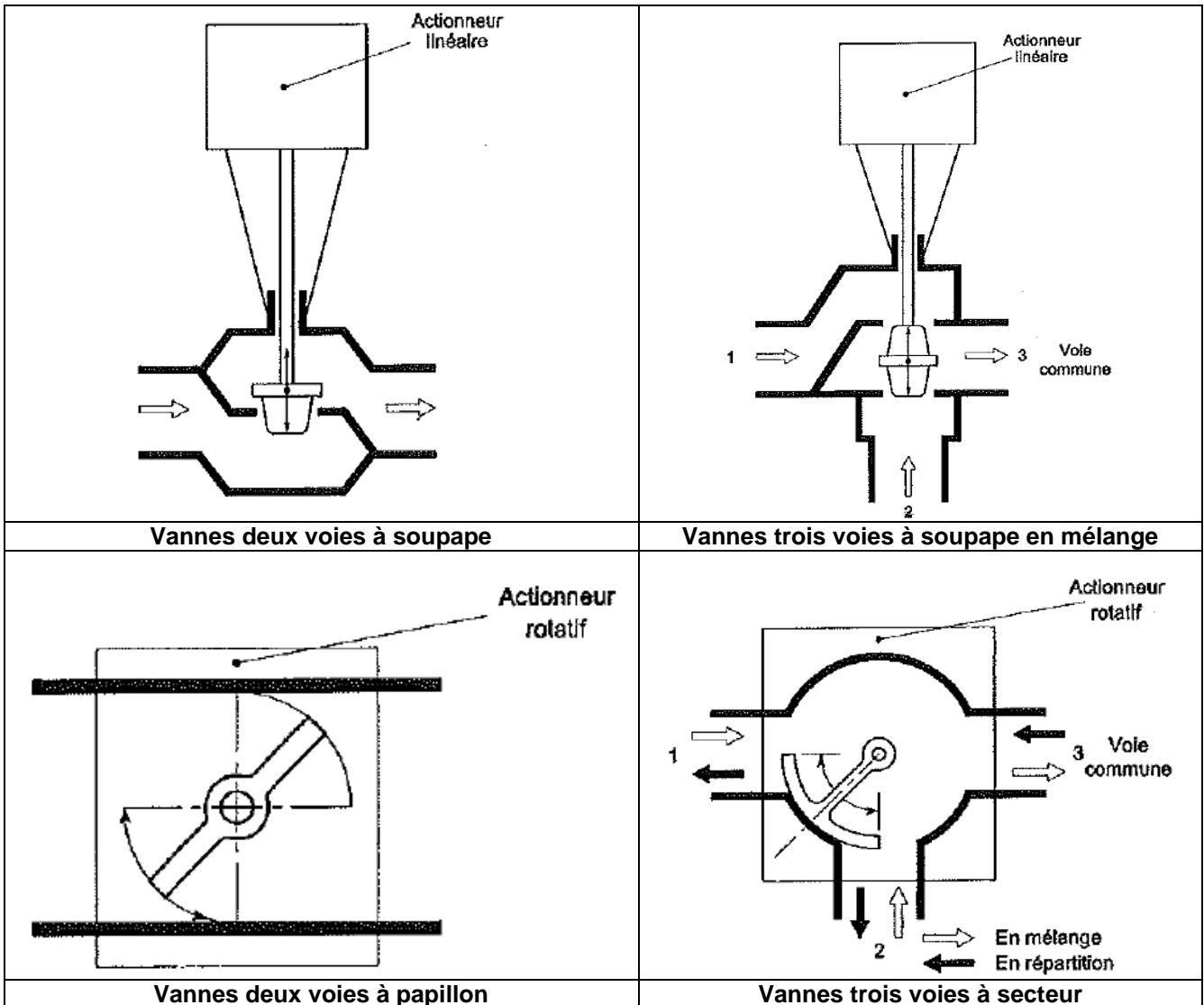
Figure 4.40 Evolution du débit en fonction du rapport K_v/K_{vs}

En pratique, il faut que $a < 0,5$ ($J_v > J_r$).

L'effet d'une vanne sur la température de l'émetteur dépend :

- de l'autorité de la vanne
- du type de vanne
- mais également du type de régulation mis en place pour gérer l'ouverture de la vanne : « tout ou rien » (TOR = ouverte ou fermée), régulation linéaire, suivant une courbe, en fonction d'un régulateur PID (Proportionnel, Intégral Dérivé) ...

Les différents types de vannes de régulation : les vannes deux voies et les vannes trois voies



Figures 4.114

La régulation de la batterie se fait :

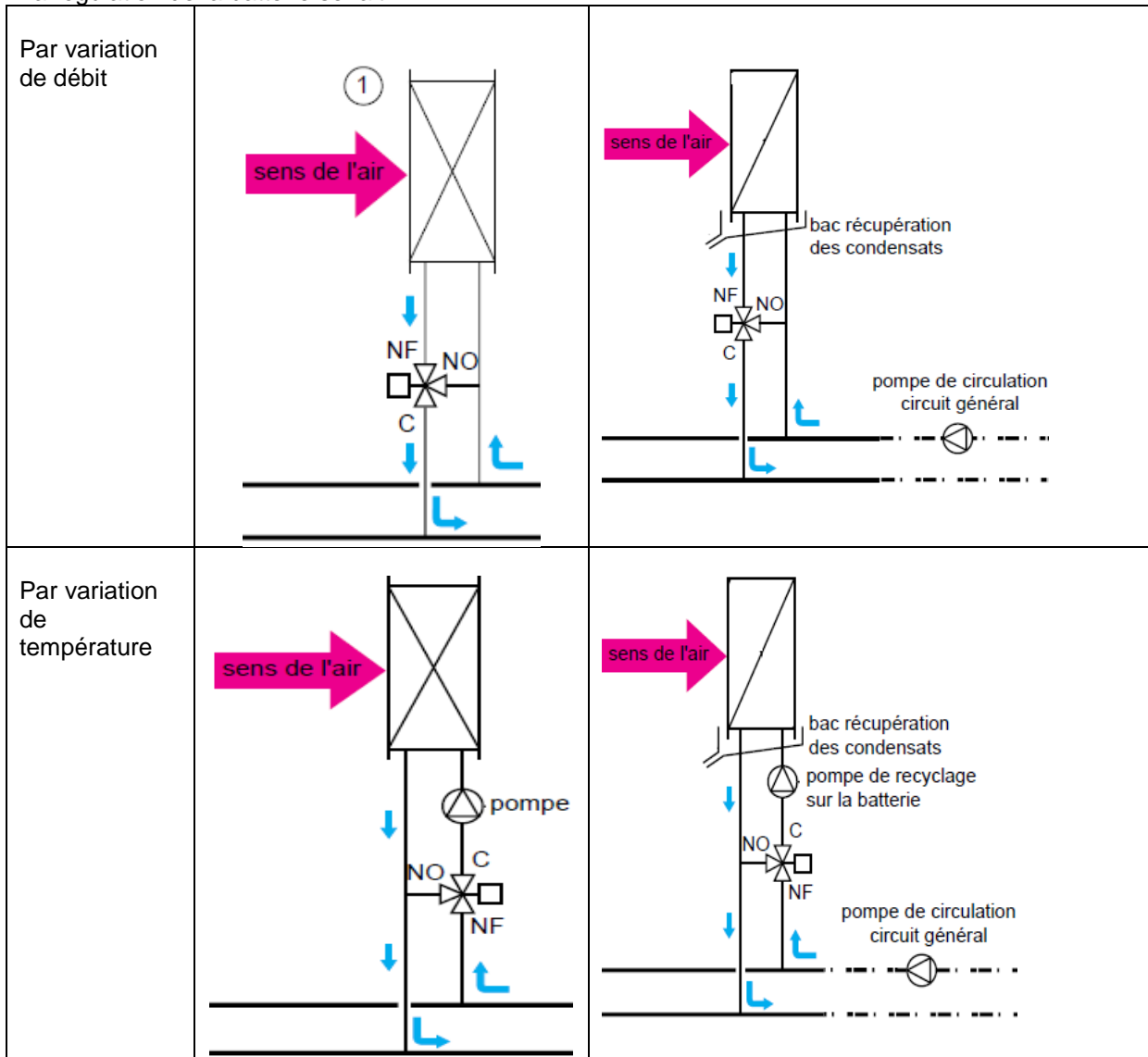


Figure 4.115

La régulation d'une batterie au moyen d'une vanne 3 voies est plus fine. Avec la vanne deux voies, on peut travailler avec des circulateurs à vitesse variable → économie d'énergie.

Comment dimensionner la vanne ?

A. Cas d'une vanne trois voies

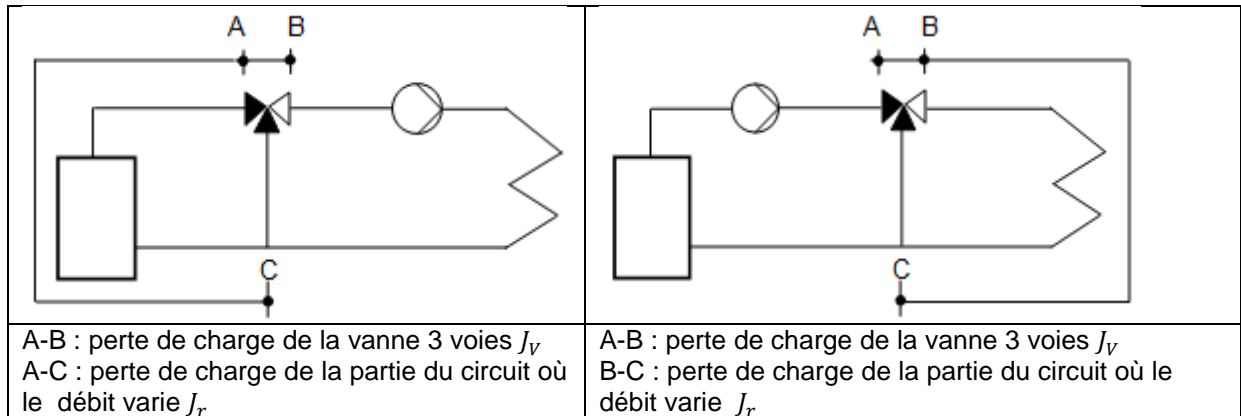


Figure 4.116

B. Cas d'une vanne deux voies

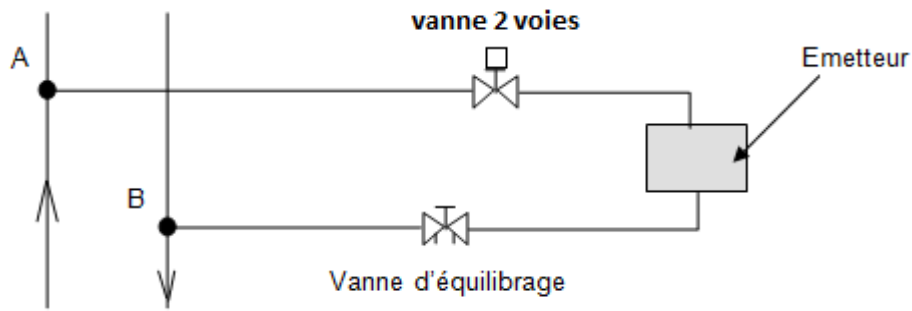


Figure 4.117

Dans tous les cas le débit varie dans le circuit A-B.

On prend $a = 0,5 \rightarrow 0,5 = \frac{J_V}{J_V + J_R} \rightarrow J_V = J_R \rightarrow K_{vS} = \sqrt{\frac{q_v}{J_R}}$

Dans les tableaux constructeurs, on choisit une vanne avec un coefficient K_{vS} proche du K_{vS} calculé. On en déduit le DN de la vanne à placer sur le circuit.

$J_R = \left(\frac{Q_V}{K_{vS} \text{ sélectionné}} \right)^2 \rightarrow \text{vérification } a = \frac{J_V}{J_V + J_R} \text{ avec } 0,33 \leq a < 0,5$

4.5.4 CONCEPTION D'UN CIRCUIT HYDRAULIQUE

Les circuits peuvent être classés en : circuits ouverts (aucun recyclage : passage direct de l'eau) et circuits fermés (recyclage total de l'eau : très peu d'apport d'eau).

Les circuits ouverts sont souvent réservés à des applications industrielles à proximité de cours d'eau et le circuit fermé est donc utilisé dans la plupart des installations de chauffage (circulation d'eau chaude) ou de climatisation (circulation d'eau glacée). L'eau passe dans les différents appareils, (échangeurs, évaporateurs ou condenseurs) au travers d'un circuit fermé, sous pression. Elle est constamment recyclée.

Le circuit est dit « fermé » car le liquide n'a aucun contact avec l'extérieur. Le vase de type ouvert est abandonné au profit des vases d'expansion de type fermé.

Il n'existe pas de circuits hydrauliques types. Chaque utilisation nécessite la présence d'accessoires bien précis. Le choix des accessoires est déterminé à partir de :

- Nature du fluide
 - ✓ **filtration,**
 - ✓ **traitements physico-chimiques plus ou moins complexes,**
- l'aspect géométrique du circuit
 - ✓ **clapets,**
 - ✓ **purgeurs,**
 - ✓ **pot de décantation**
 - ✓ **réducteurs de pression,**
 - ✓ **surpresseurs,**
 - ✓ **dispositif anti coup de bélier,**
- la technicité du système desservi
 - ✓ **vannes de régulation,**
 - ✓ **vannes de bipse,**
 - ✓ **vannes d'isolement,**
 - ✓ **soupapes,**
 - ✓ **vase d'expansion,**
 - ✓ **réservoir tampon.**

Quelques bonnes pratiques :

1. vase d'expansion sur le retour du circuit (l'eau la plus froide du circuit)
2. vase d'expansion à l'aspiration de la pompe
3. purgeurs automatiques à chaque point haut de l'installation
4. vase et sécurité au même niveau, du même côté de la pompe avec peu de résistance entre raccordement vase et sécurité
5. pompe pousse dans le chiller pour éviter l'accumulation de bulles dans l'échangeur
6. débit d'eau constant dans l'évaporateur à eau
7. bouteille casse-pression ou réservoir tampon

La bouteille casse-pression se justifie dans les situations suivantes :

- Inadéquation entre la production et la demande due à un surdimensionnement de l'installation pouvant engendrer les phénomènes de court-cycle
- Plusieurs circuits secondaires avec des régimes de température différents et travaillant à débit variable

La faible vitesse de circulation dans la bouteille peut, en outre, être exploitée :

- ✓ pour y installer un dégazeur et une récupération des matières solides qui décantent vers le fond de la bouteille.
- ✓ Pour raccorder le vase d'expansion afin de constituer le point neutre de l'installation

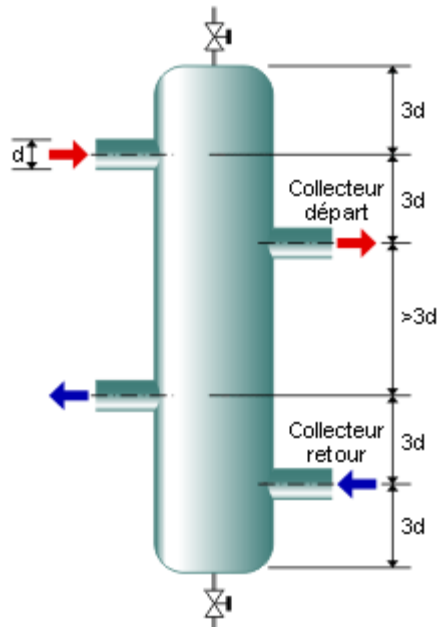


Figure 4.118

4.6 SYSTÈMES À DÉTENTE DIRECTE

Ce type d'appareil permet un refroidissement des locaux à peu de frais. On parle de climatiseur "autonome" parce que la batterie froide est généralement parcourue directement par le fluide frigorigère. C'est le système à détente directe.

La gamme de puissance frigorifique va de 1,5 à 15 kW.

Mais le confort n'est pas très élevé

- L'hygrométrie du local n'est pas maîtrisée,
- d'autre part, le flux d'air froid risque d'être inconfortable pour les occupants.

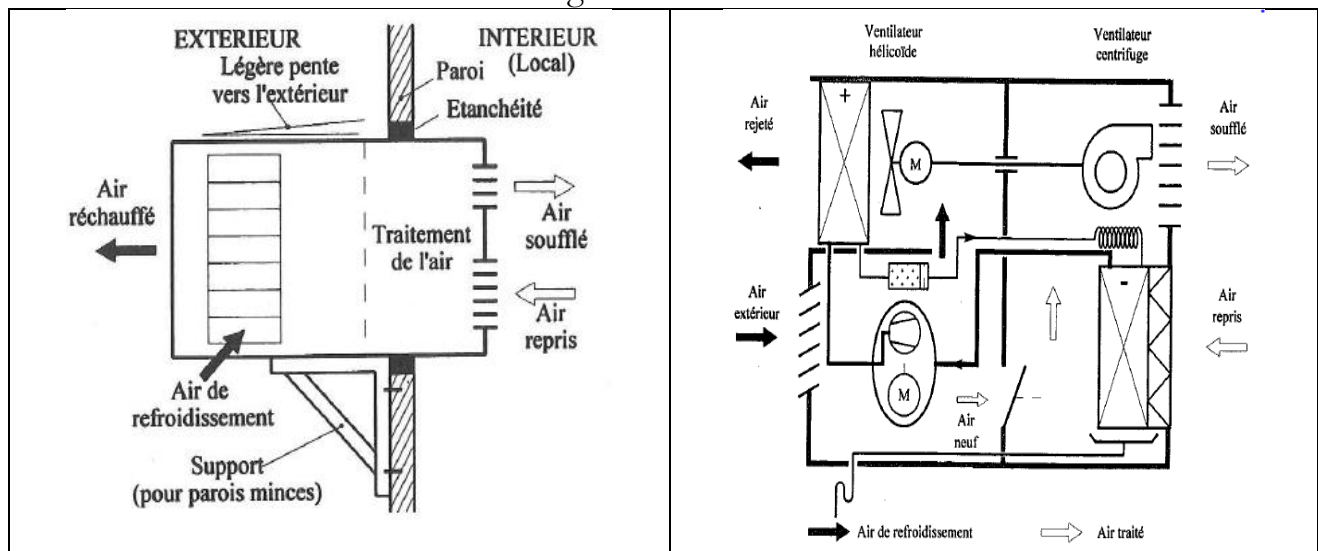
En conditionnement d'air, on cherche à assurer un écart de soufflage limité (écart entre la température de l'air soufflé et la température du local). On peut aller jusqu'à 10°C d'écart (soit une pulsion d'air à 14°C si le local est à 24°C) mais on utilise alors des bouches à haut taux d'induction pour être sûr que le mélange avec l'air ambiant soit maximal. Dans un climatiseur par contre, on cherche à fournir une puissance maximale dans un encombrement minimal. L'évaporateur est donc de petite surface, ... et travaille à très basse température ! L'air du local est fortement refroidi à son contact. Un courant d'air froid risque alors de gêner fortement les occupants...

Ceci dit, c'est une solution facile lorsque le nombre de locaux à traiter est limité. Et le confort limité peut être accepté si le climatiseur est utilisé sporadiquement pour vaincre des périodes de surchauffe.

4.6.1 CLIMATISEURS MONOBLOCS

Le climatiseur de "fenêtre" ("window"), est un climatiseur monobloc installé dans un percement effectué dans une paroi extérieure (mur ou baie).

Figures 4.119



4.6.2 ARMOIRES DE CLIMATISATION

Une armoire de climatisation constitue en quelque sorte un "caisson de traitement d'air vertical".

Elle s'installe généralement directement dans la pièce à climatiser. Typiquement, c'est la solution adoptée pour climatiser une salle informatique.

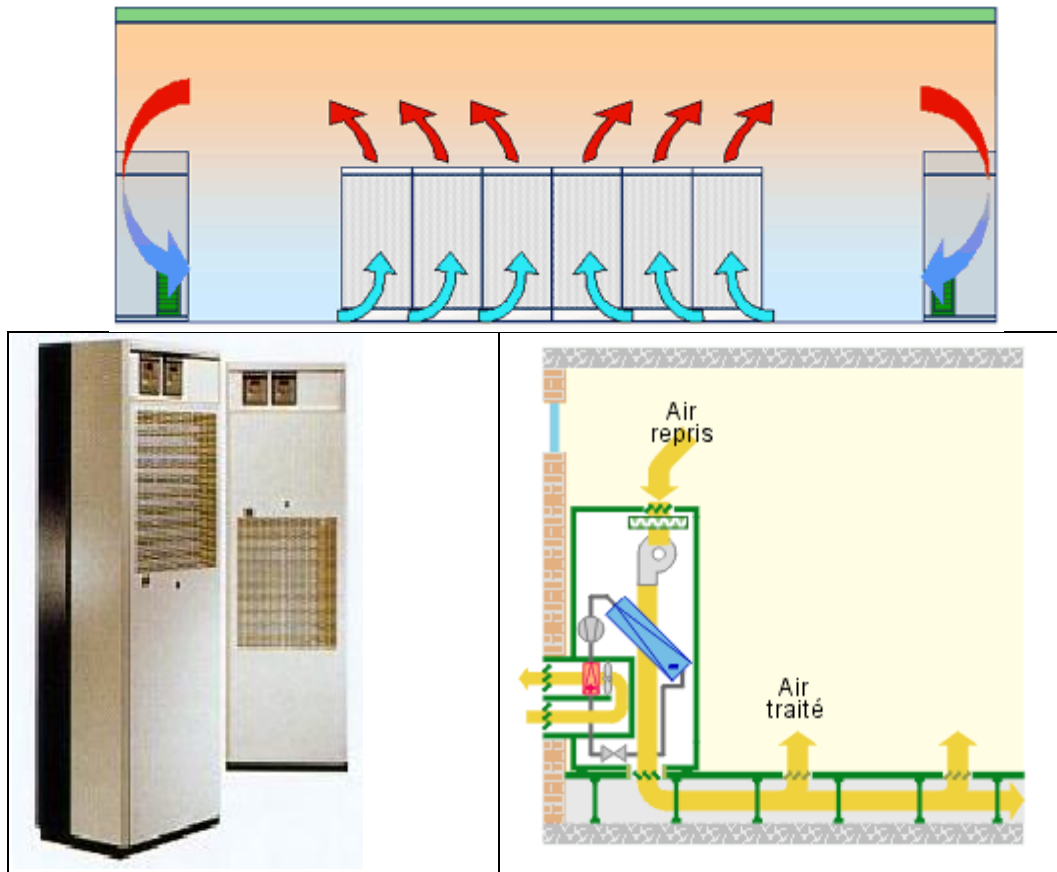
En pratique, cette armoire métallique verticale peut regrouper tous les éléments nécessaires au traitement

- un filtre,
- une batterie froide,
- une batterie chaude (électrique ou à eau),
- un humidificateur,
- un ventilateur centrifuge.

Dans la plupart des cas, l'air repris est aspiré en partie inférieure et pulsé en partie supérieure de l'armoire, éventuellement via un réseau de gainage restreint. Tout le faux plancher est mis sous pression et fait office de plénum de distribution. La distribution d'air froid autour des ordinateurs est alors idéale : changement de place est toujours possible.

Si l'humidité de l'air de l'ambiance doit être contrôlée, un humidificateur peut être incorporé à l'armoire de climatisation, généralement via un humidificateur à vapeur.

Dans le cas où la salle informatique ne disposerait pas de faux-plancher (salle plus réduite, de moindre puissance, ...), les climatiseurs peuvent travailler avec un soufflage bas à faible vitesse et une reprise haute. (technologie « *upflow* »)



Figures 4.122

Les armoires de climatisation se distinguent essentiellement au niveau du condenseur :

- Le condenseur à air intégré à l'armoire
- Le condenseur à air séparé
- Le condenseur à eau recyclée
- Le condenseur à eau perdue

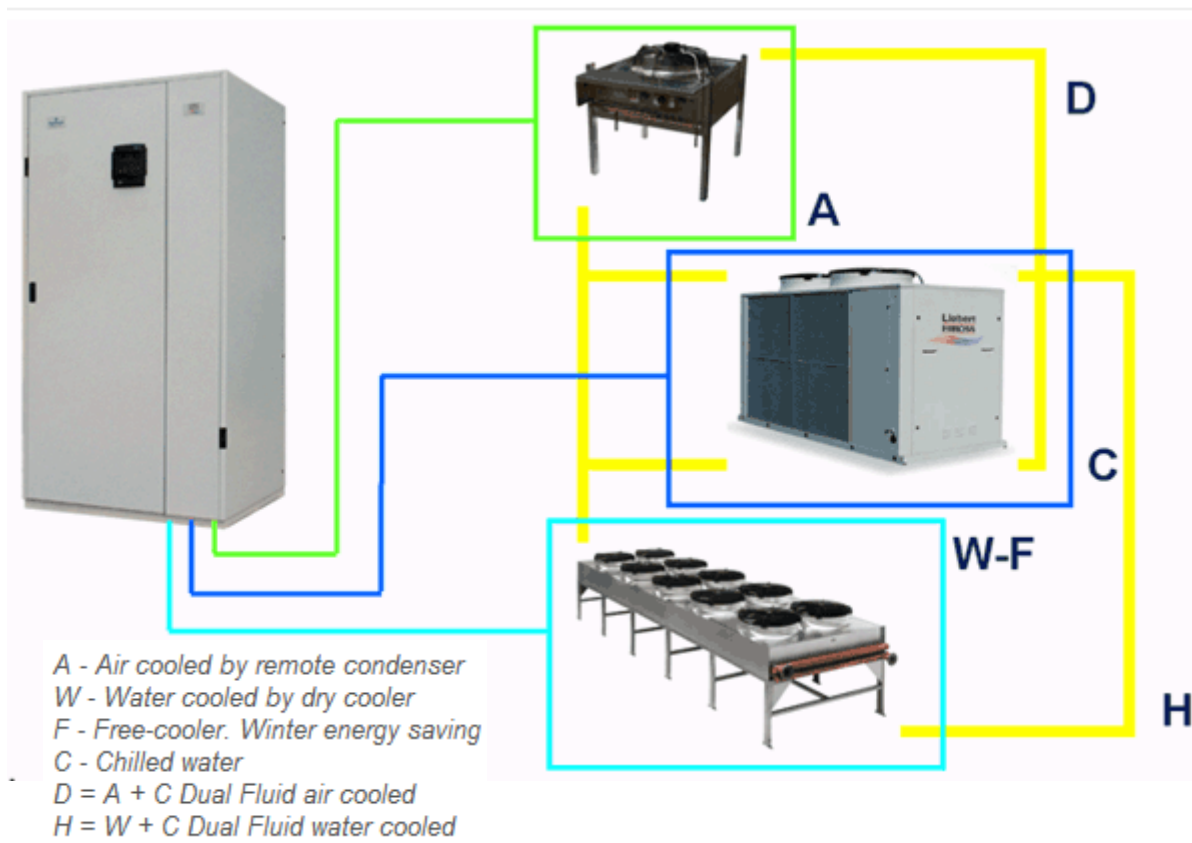
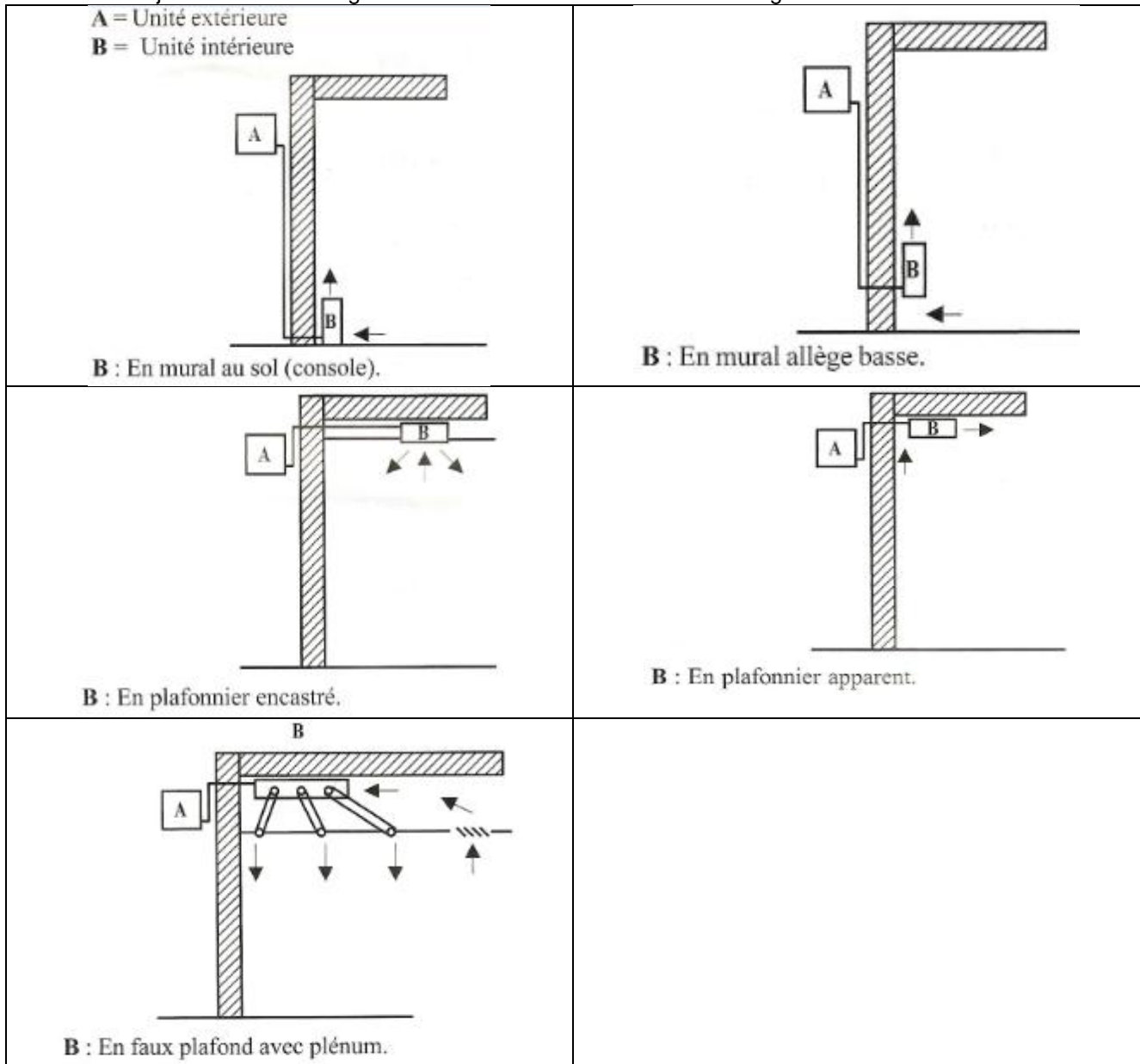


Figure 4.123

4.6.3 CLIMATISEURS BI-BLOC (SPLIT-SYSTEM)

"Split System" signifie "climatiseur à éléments séparés", à savoir que l'unité de condensation est séparée de l'évaporateur. Un ventilateur centrifuge fait circuler l'air intérieur au travers d'un filtre, puis de l'évaporateur, avant de le rejeter au travers de grilles de diffusion dont l'inclinaison est réglable.



Figures 4.124

Dans chacun des cas, les unités sont reliées par liaison frigorifique (fluide frigorigène) et câble électrique, dont les longueurs sont précisées dans les fiches techniques.

Unité extérieure		RAS-10SAV2-E
Débit d'air	m ³ /h	1800
Niveau de pression sonore *	dB(A) Froid	46
Niveau de puissance sonore	dB(A) Froid	59
Plage de fonctionnement	°C Froid	-10 à +46°C
Niveau de pression sonore *	dB(A) Chaud	47
Niveau de puissance sonore	dB(A) Chaud	60
Plage de fonctionnement	°C Chaud	-15 à +24°C
Dimensions (HxLxP)	mm	550 x 780 x 290
Poids	kg	33
Type de compresseur		DC Rotary
Raccord flare		
Gaz	pouce	3/8
Liquide	pouce	1/4
Longueur de liaison frigo. mini./maxi.	m	1/20
Dénivelé maxi.	m	10
Longueur sans appoint	m	15
Alimentation électrique	V-ph-Hz	220 - 240/1/50
Section alimentation mini. U.E.	mm ²	3G1,5
Protection électrique	A	16
Section connection U.E./U.I.	mm ²	4G1,5

Figure 4.125

Les conduites de raccordement en cuivre sont pré-chargées en fluide frigorigène et équipées de raccords rapides. Lors du montage, les opercules sont automatiquement perforés. Leur longueur ne dépasse pas 10 à 15 m généralement pour limiter les pertes de charge.

4.6.4 CLIMATISEURS MULTI-BLOC

Afin de réduire les coûts d'installation et limiter le nombre d'unités extérieures en façades, il existe la solution multi-blocs

Plusieurs types existent sur le marché :

- À circuits indépendants (plusieurs circuits frigorifiques avec les condenseurs dans une unité extérieure)
- Avec distribution de fluide frigorigène détendu (un détendeur électronique commun pour l'alimentation de plusieurs évaporateurs dans les unités intérieures (jusque 16))
- Avec distribution de fluide frigorigène liquide

Un autre terme pour qualifier ce type de climatiseurs : à débit de réfrigérant variable.

Il existe différents modes de fonctionnement : froid seul, réversible et à récupération d'énergie.

Dans ce dernier, le fluide réfrigérant est transporté d'un local avec besoins de refroidissement (échangeur thermique = évaporateur) vers un local avec besoins de chauffage (échangeur thermique = condenseur).

Le système va assurer simultanément les deux demandes, avec une consommation énergétique minimale

puisque la chaleur extraite d'un côté est valorisée de l'autre côté, avec un COP défilant toute concurrence

A partir d'une unité extérieure, on peut alimenter jusqu'à 32 unités intérieures. Les groupes extérieurs disponibles sur le marché aujourd'hui ont des puissances froid allant de 15 à 90 kW en version monobloc pour le raccordement d'un circuit frigorifique indépendant.

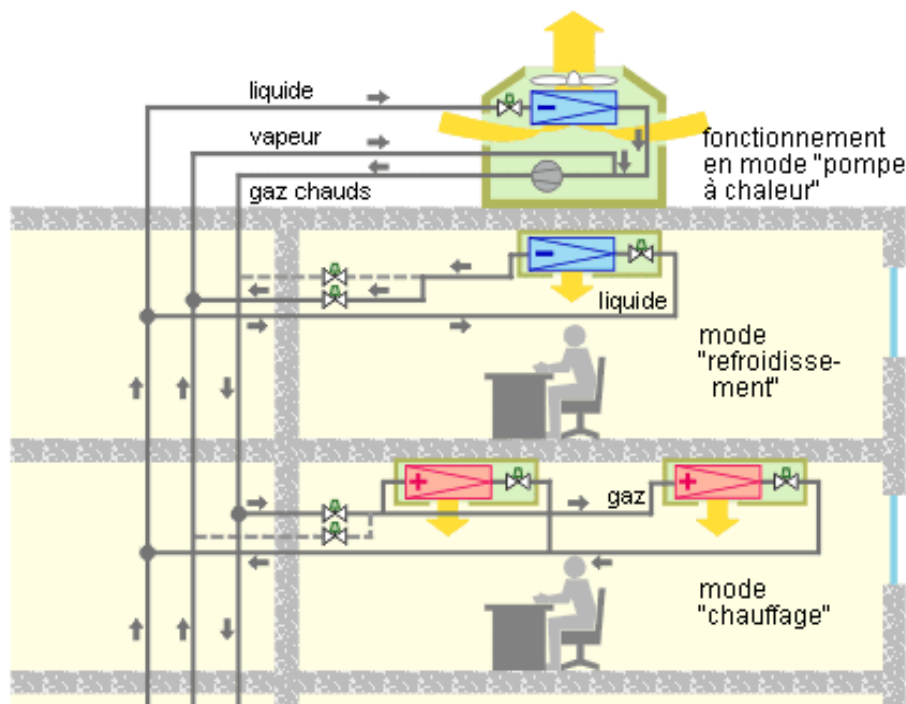


Figure 4.126 Source Energie+ le site

L'unité extérieure est généralement placée en toiture. L'unité intérieure est parcourue par le fluide frigorigène.

Un ventilateur hélicoïdal force l'air du local au travers de l'échangeur. Elle peut fonctionner soit en rafraîchissement, soit en chauffage, soit en brassage d'air, soit en déshumidification. Un détendeur électronique règle en permanence le débit de réfrigérant en fonction de la charge intérieure.

Les contraintes technologiques de ce système restent les dénivellations verticales maximums entre unités extérieures et unités intérieures ainsi qu'entre unités intérieures. (consulter notes fabricants)

Dans ce système 3 conduites sont extraites de l'unité extérieure

- une conduite liquide,
- une conduite vapeur basse pression,
- une conduite vapeur haute pression, c'ad des "gaz chauds".

Ces 3 conduites alimentent des modules de répartition (rectangles en pointillé sur le graphe). Ceux-ci sont informés de la température ambiante et de la température de consigne souhaitée, et vont sélectionner le type de fonctionnement adéquat. De ces modules partent alors deux tubes pour alimenter les échangeurs du local

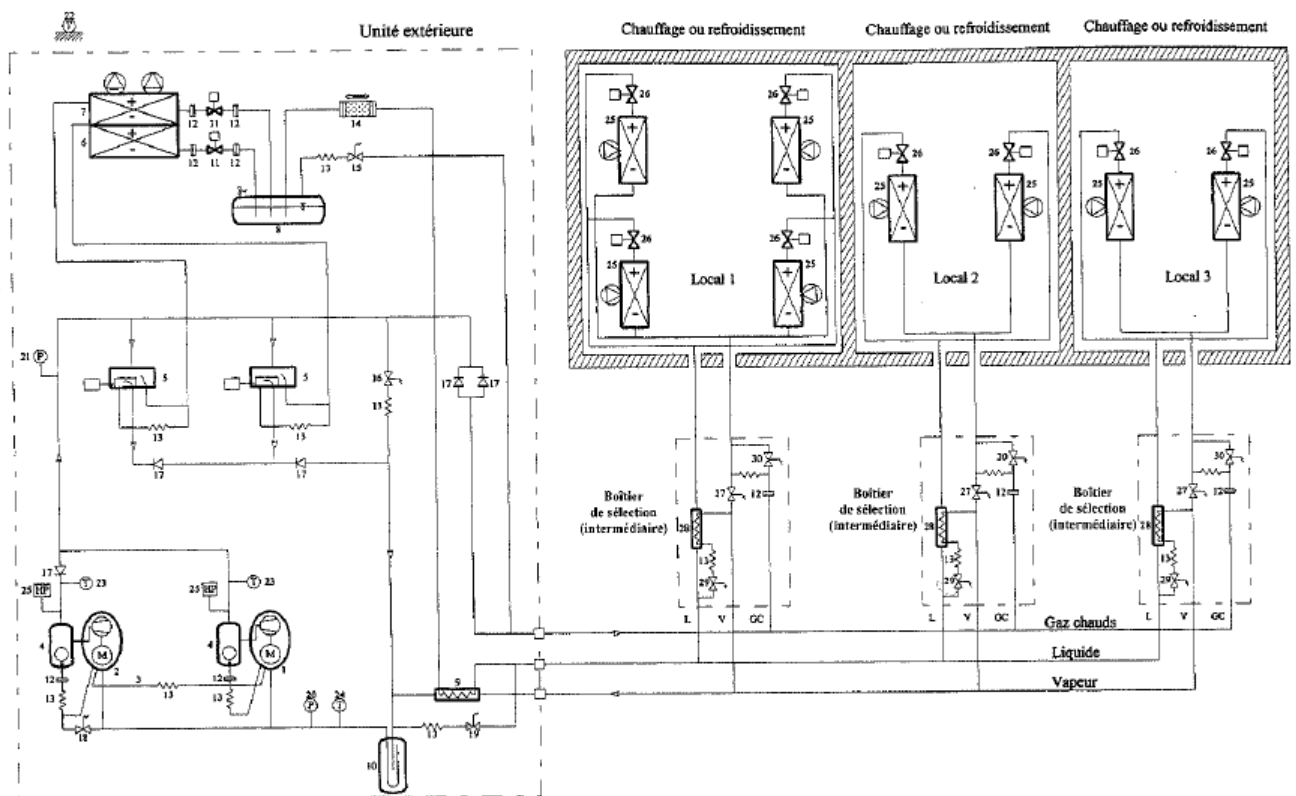
Un tel produit n'a pu s'intégrer que moyennant l'utilisation de la technologie :

- ✓ Au niveau des unités intérieures, régulation de la température ambiante :
 - par la régulation de vitesse du ventilateur de l'évaporateur,
 - par un détendeur électronique qui module le débit de fluide en contrôlant la différence de température entrée-sortie du fluide dans l'évaporateur (similaire au réglage de la surchauffe).

- ✓ Au niveau des unités extérieures
 - Dans l'unité extérieure se trouve un compresseur hermétique à vitesse variable avec une régulation "INVERTER", c'est-à-dire à vitesse variable par réglage de la fréquence d'alimentation.

En pratique, une sonde est placée sur la pression d'aspiration du compresseur. Cette pression est maintenue constante par action sur la vitesse du compresseur. Automatiquement, la température d'évaporation est maintenue constante. Ainsi, si la charge thermique du bâtiment augmente, la vitesse du compresseur augmente et le débit de fluide réfrigérant est augmenté !

Si la puissance frigorifique est importante, une cascade de deux (ou trois) compresseurs est réalisée. Mais un seul travaille à vitesse variable. Le deuxième est régulé en "tout ou rien". Au démarrage, seul le compresseur INVERTER travaille. Dès que la charge dépasse la limite de puissance de ce compresseur, le 2ème compresseur est enclenché pour reprendre la charge et le compresseur INVERTER recommence à moduler à partir de 0 %.



- | | | |
|---|--|--|
| <p>1 - Motocompresseur à pistons à vitesse variable.
 2 - Motocompresseur à pistons à vitesse variable.
 3 - Conduite d'égalisation des niveaux d'huile.
 4 - Séparateur d'huile.
 5 - Vanne 4 voies.
 6 - Batterie d'échange extérieure.
 7 - Batterie d'échange extérieure.
 8 - Bouteille accumulatrice de liquide.
 9 - Echangeur liquide-vapeur auxiliaire.
 10 - Bouteille anti-coups de liquide.</p> | <p>11 - Détendeur électronique de la batterie d'échange extérieure.
 12 - Filtre.
 13 - Capillaire.
 14 - Déshydrateur bidirectionnel.
 15 - Electrovanne de gaz chauds.
 16 - Electrovanne d'égalisation des pressions.
 17 - Clapet de non-retour.
 18 - Electrovanne de régulation de puissance.
 19 - Electrovanne d'injection de liquide.
 20 - Sonde de pression (basse pression).</p> | <p>21 - Sonde de pression (haute pression)
 22 - Sonde de température extérieure.
 23 - Sonde de température au refoulement des compresseurs.
 24 - Sonde de température à l'aspiration des compresseurs.
 25 - Batterie d'échange intérieure.
 26 - Détendeur électronique de la batterie d'échange intérieure.
 27 - Electrovanne retour du fluide frigorigène.
 28 - Echangeur liquide vapeur du boîtier de sélection.
 29 - Electrovanne d'injection de liquide du boîtier de sélection.</p> |
|---|--|--|

Figure 4.127

4.7 POMPE À CHALEUR

Un système avec pompe à chaleur est constitué de trois éléments :

1. Source froide : système de captage permettant de récupérer la chaleur ambiante
2. PAC : dispositif qui va porter la chaleur ambiante à une température plus élevée
3. Source chaude : système de restitution de chaleur qui va distribuer celle-ci dans les différentes pièces de l'habitation ou produire de l'eau chaude sanitaire

Le système de captage doit transporter en quantité suffisante la chaleur ambiante vers la pompe à chaleur. La conception et le choix du système dépendent du type de source de chaleur retenue. L'efficacité d'une pompe à chaleur dépend des performances du système de captage en amont.

Système de captage	Sources de calories
Captage à air	Air extérieur, air vicié
Captage à eau glycolée	Capteur géothermiques horizontal Capteur géothermique vertical
Captage à eau	Nappe phréatique, rivières, plans d'eau

Le classement suivant permet de définir les « meilleurs » source froide :

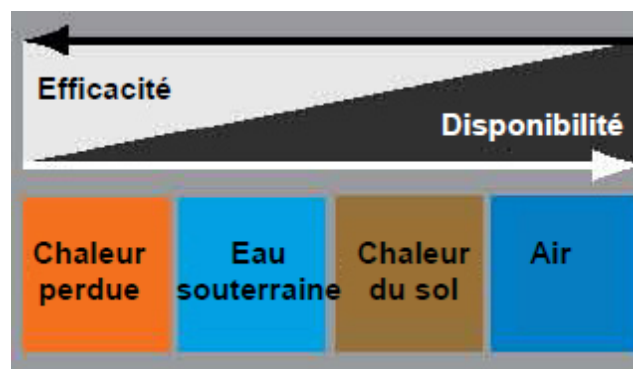


Figure 4.128

Il existe sur le marché, plusieurs modes de fonctionnement de PAC : à compression, avec moteur à gaz, à absorption.

Pour la source chaude, les systèmes de restitution sont constitués de radiateurs, plancher-chauffant, ventilo-convecteurs. La puissance de chauffe dépend de la qualité de l'isolation thermique du bâtiment et de son étanchéité à l'air. Les besoins en eau chaude sanitaire dépendent du nombre d'utilisateurs et de leur habitude de vie.

La puissance des pompes à chaleur commencent à 1 kW et montent à plus de 500 kW.

Cette puissance dépend de la température de la source froide. Plus cette température est basse, plus la puissance est faible. On différencie ainsi les deux grands systèmes de PAC : aérothermique et géothermique. La puissance délivrée par une PAC aérothermique est limitée en hiver.

Fluide caloporteur des capteurs	Température du caloporteur (°C)	Caloporteur source chaude	Température du caloporteur (°C)	Puissance (kW) condenseur
Eau glycolée	0	eau	35	10
Eau glycolée	5	eau	35	12,3
eau	10	eau	35	14,2
air	7	eau	35	13,1
air	0	eau	35	10,8
air	-7	eau	35	8,9

La deuxième température à prendre en compte est la température maximale d'entrée dans le système de restitution de chaleur. L'eau qui sort d'une PAC alimentant un plancher chauffant ne dépasse pas 35°C. La densité des tubes dans la chape permet de moduler la puissance par unité de surface de la dalle. Valeurs expérimentales des espacements entre tube (pas)

- 10cm peut fournir 90W/m² (valeur usuelle pour la salle des bains)
- 15cm dissipe 60W/m²
- 20cm dissipe 45W/m²

Pour des températures supérieures pour l'eau chaude sanitaire ou pour continuer à travailler sur le circuit de radiateur existant lors d'une rénovation, il existe les PAC haute température qui peuvent monter jusque 70°C en utilisant la technique EVI (« enhanced vapor injection ») Cette technique va booster la PAC pendant la période la plus froide de l'hiver à l'instar d'un turbocompresseur dans une automobile et ce afin d'obtenir une puissance constante sur une large gamme de température extérieure.

La température de départ de l'eau avec une PAC haute température permet de satisfaire aux besoins en eau chaude sanitaire (50°C) en même temps que les problèmes de légionellose.

La concurrence entre la PAC haute température et la chaudière dans le marché de la rénovation est importante.

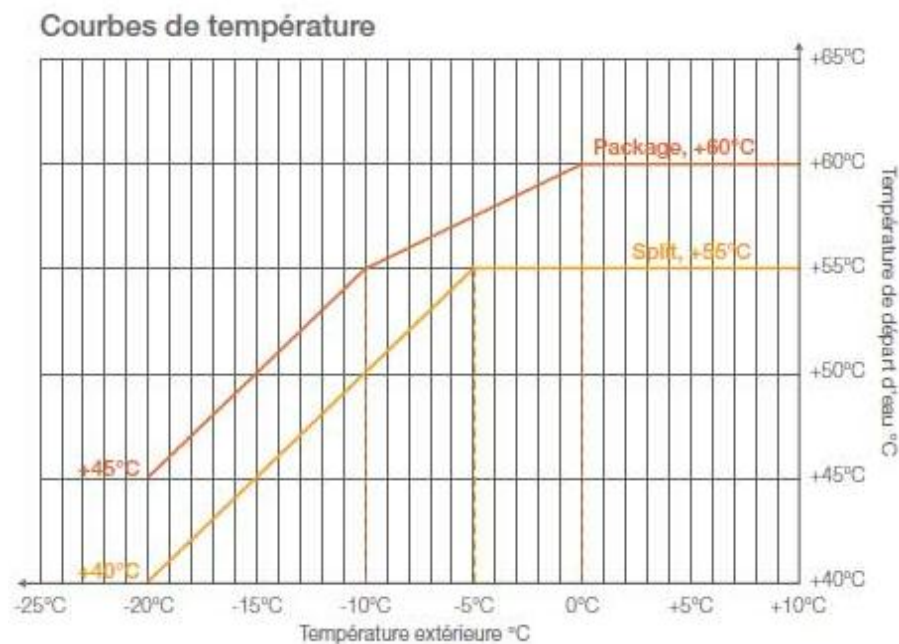


Figure 4.129

Plus le différentiel entre la température de la source froide et la source chaude est faible, plus le COP sera important. La pompe à chaleur fonctionne mieux à basse température (eau de chauffage à 30°) C avec l'eau comme fluide caloporteur plus efficace que l'air

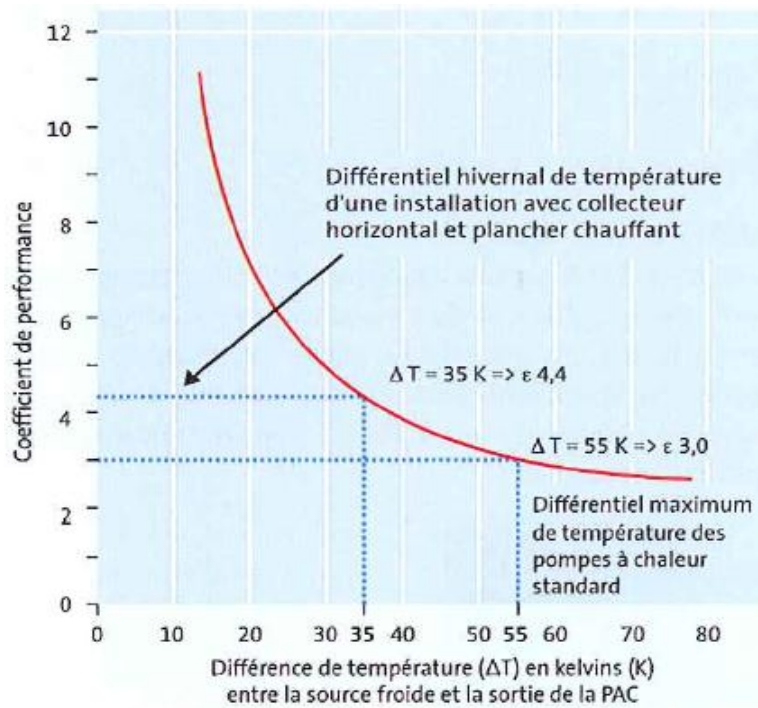


Figure 4.130

L'efficacité d'une PAC est caractérisée par le coefficient de performance COP qui est le rapport entre la quantité de chaleur produite et l'énergie électrique consommée par le compresseur. Plus le COP est élevé, meilleur est la pompe à chaleur.

Il existe trois types de COP :

1. COP machine : (donné par le constructeur sur les fiches techniques)

Pour les systèmes Air/Air et Air/Eau :

l'essai est réalisé pour une température extérieure nominale de +7°C; la Norme d'essais EN 14511, défini en plus des points d'essais nominaux des points d'essais d'applications pour des températures extérieures de 2°C, -7°C et -15°C. Ce sont des éléments à prendre en compte dans le choix de matériel.

Les performances à une température extérieure de -7°C pour différents produits sont consultables sur le site Internet de Promotelec.

Pour les systèmes Eau/Eau :

l'essai est réalisé pour une température d'eau nominale de 10°C;

Pour les systèmes Eau glycolée/Eau :

l'essai est réalisé pour une température d'eau nominale de 0°C.

Pour les systèmes de type Sol/Sol ou Sol/Eau :

il n'existe pas de norme d'essai mais des protocoles admis par la majorité des industriels. Pour ces produits, la température nominale du fluide à l'entrée de l'évaporateur est de -5°C.

2. COP système :

Il tient compte des éléments suivants :

- les imperfections de l'installation (pertes d'énergie par les réseaux de distribution, pertes aux échangeurs, etc.) qui ne participent pas au chauffage des locaux,
- les auxiliaires (pompes, circulateurs, ventilation, etc.),
- la mise en œuvre de l'installation (dimensionnement, pose, etc.).

3. COPA :

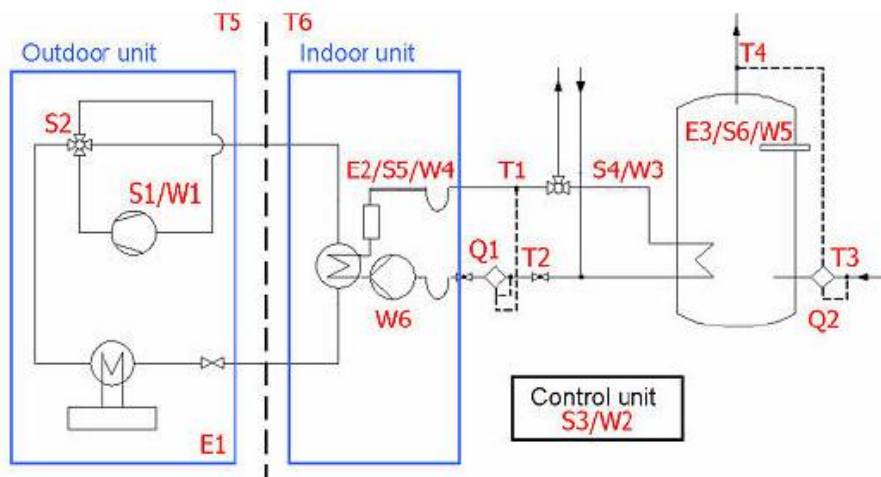
Le coefficient annuel, ou COPA, évalue la performance annuelle de l'installation de la pompe à chaleur, auxiliaires compris. C'est l'indice le plus important dans l'examen d'une installation de pompe à chaleur. Toutes les quantités d'énergie produite et injectées pendant une année y sont comparées. Il ne s'agit pas d'une valeur théorique calculée à partir de puissance installées, mais d'une mesure réelle sur site de la quantité d'énergie consommée et fournie. C'est le coefficient de performance annuel qui donne vraiment idée du "rendement" et de l'efficacité de l'installation.

énergie calorifique restituée dans le bâtiment sur une saison de chauffe

COPA = -----

énergie consommée pour le fonctionnement de l'installation (pompe à chaleur + auxiliaires)

Le schéma de principe suivant reprend un exemple de relevé de mesures.



- 2 compteurs d'énergie - chaleur (Q)
- 3 compteurs d'énergie - électricité (E)
- 6 sondes de température (T)
- 6 enregistreurs temps/statut (S,W)
- Transmission data par GSM

Figure 4.131

Le système de pompe à chaleur peut être combiné avec d'autres systèmes de chauffage : résistance électrique, chaudière, panneaux solaires thermiques.

PAC AEROTHERMIQUE :

Les pompes à chaleur aérothermique se distinguent par leur mode d'installation : monobloc à l'extérieur ou à l'intérieur ou bi-bloc. La mise en œuvre d'une PAC est simple et moins onéreuse par rapport à une PAC géothermique. Il suffit simplement de vérifier que le débit de ventilation préconisé par le fabricant à l'évaporateur est respecté.

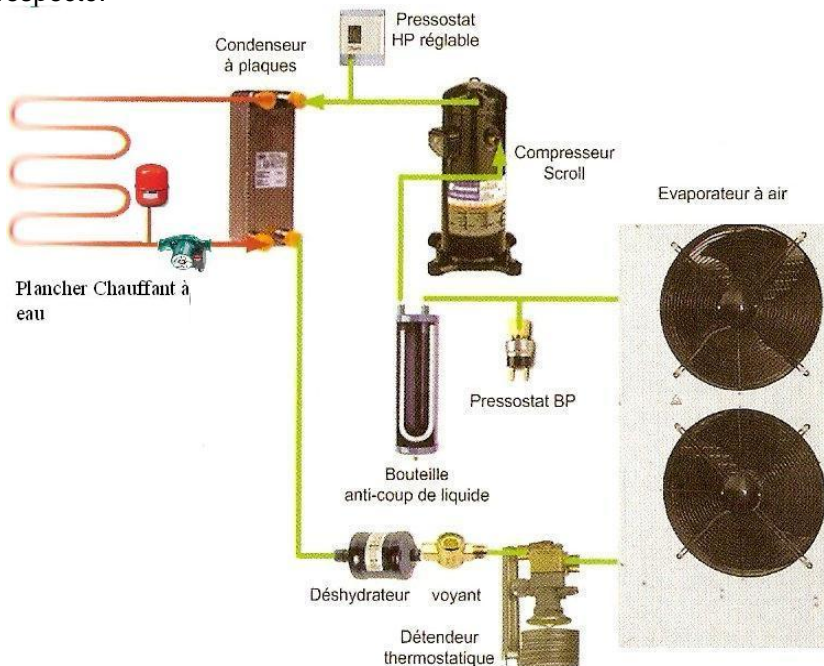


Figure 4.132

Avantages :

- Mise en œuvre simple
- Peu encombrant
- Bien adapté à la rénovation car pas de gros travaux de terrassement

Inconvénients :

- Performances insuffisantes en région très froide (température moyenne minimum < -15°C)
- Ventilation génère du bruit
- Dégivrage périodique nécessaire avec collecte des condensats (performance dégradée)
- Résistance électrique pour pallier la baisse d'efficacité et couvrir le besoin calorifique (nécessiter de souscrire un contrat d'abonnement électrique de plus forte puissance)

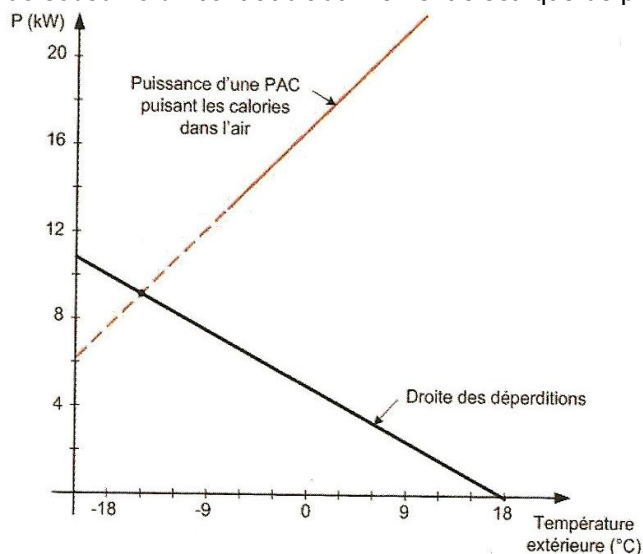


Figure 4.133

PAC GEOTHERMIQUE :

Ce type de PAC puise la chaleur solaire emmagasiné par le sol, soit directement, soit indirectement par infiltrations d'eau de pluie, et circulation d'eau souterraine. Les capteurs peuvent être enterrés horizontalement (capteurs plans) ou verticalement (sondes géothermiques). Les calories sont captées et transportées jusqu'à l'évaporateur de la PAC par un liquide caloporteur, l'eau glycolée. Le glycol limite les performances mais empêche l'eau de geler. Ce mélange peut être remplacé par des capteurs à fluide frigorigène plus efficace d'un point de vue thermique mais très polluants si fuite. Les contrôles d'étanchéité sont plus fréquents si la charge en kg est plus élevée.

Avantages :

- Performances stables pendant l'hiver (si profondeur d'enfouissement supérieure à 80cm)
- Emprise au sol minimum

Inconvénients :

- Coût forage élevé pour les sondes verticales
- Autorisation nécessaire pour les sondes verticales
- Incertitude concernant la régénération du terrain à très long terme
- Présence vase expansion, circulateur
- Étude de sol indispensable

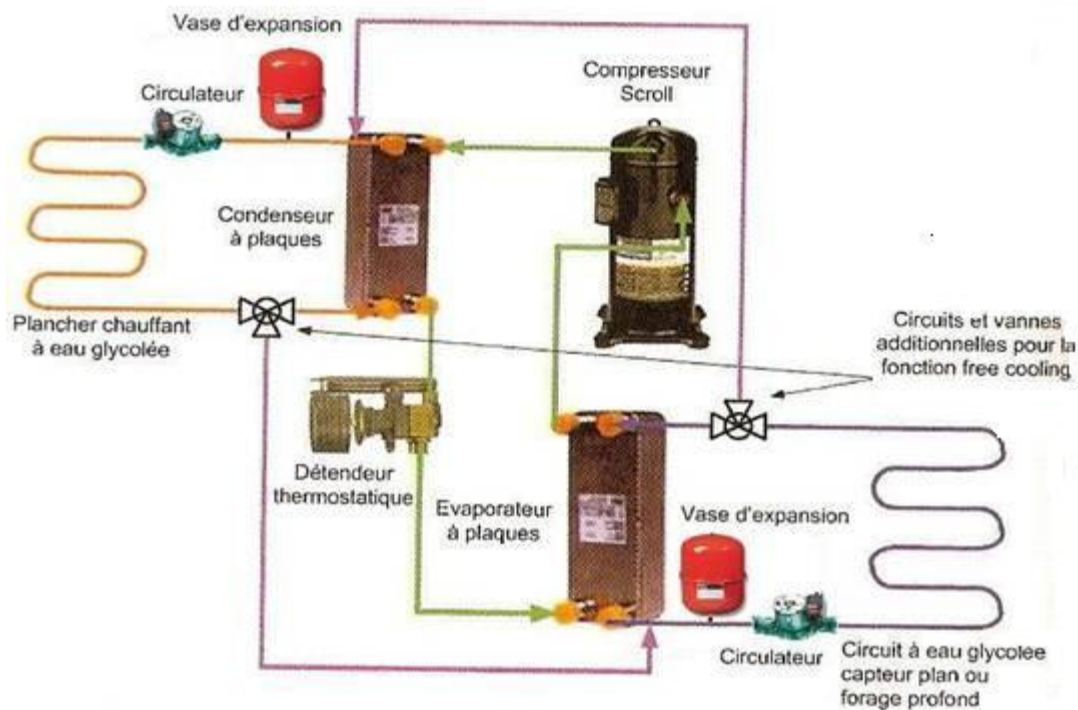


Figure 4.134

Le capteur plan est composé d'un long réseau de tubes en polyéthylène enterrés horizontalement de 0,8 à 1,5m de profondeur. Il faut les enfouir suffisamment pour éviter le gel mais pas trop car passée une certaine profondeur le sol ne se recharge pas thermiquement pendant la belle saison. La densité des tuyaux doit être adaptée à la puissance de prélèvement de la PAC sans tarir la source de chaleur qui doit pouvoir se renouveler naturellement.

Idéalement, l'emprise au sol des capteurs plan n'est surmontée que d'herbes.

Le capteur vertical est constitué de deux tubes en matériau synthétique formant un U. Il est installé dans un forage (avec une profondeur jusqu'à 100m) et scellé dans celui-ci par un mélange de ciment-bentonite. A cette profondeur, l'influence météorologique est moindre et la température du sol est constante toute l'année (13°C).

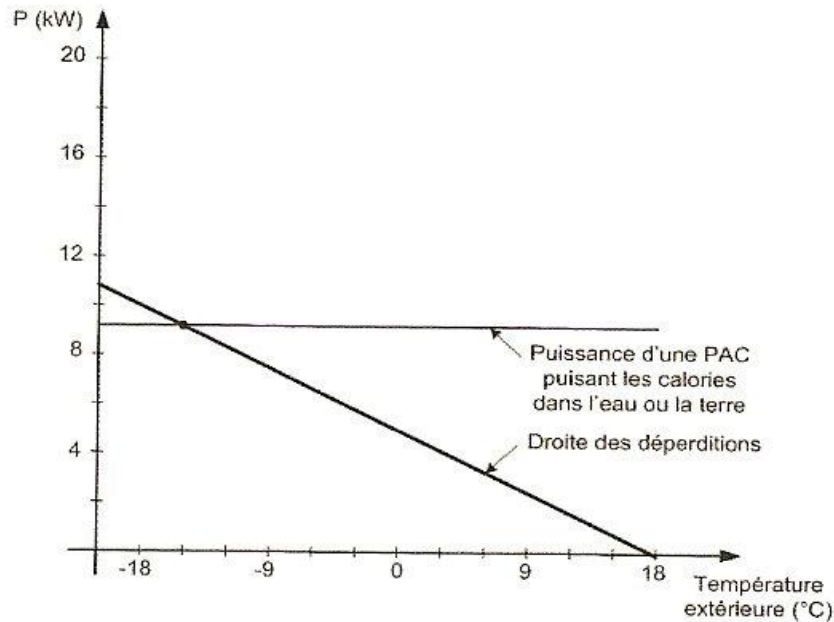


Figure 4.135

Ce capteur enterré est parcouru par de l'eau glycolée mis en mouvement par une pompe de circulation. Les calories captées sont produites par l'eau de la nappe phréatique qui circule entre les roches.

Le nombre et la profondeur des sondes dépendent de la profondeur maximale du forage et de la capacité de prélèvement recherchée.

Prélèvement de chaleur et régénération thermique doit être en équilibre au sinon le sol risque d'être gelé en permanence et le compresseur trop ou pas assez sollicité. Un capteur plan sous-dimensionné, outre des performances médiocres, peut geler un terrain et le faire gonfler de plusieurs dizaines de cm.

Pour les surfaces d'échanges des sources chaudes, deux grands principes :

- Avec les chauffages sols : Résistance thermique du sol la plus faible possible vers le haut (pas de parquets, ni de moquettes)
- Surface de chauffe des radiateurs à revoir si la température de l'eau est plus faible (pour obtenir l'équivalent d'un radiateur de 1000W avec de l'eau à 75°C, il faut un radiateur de 3800W à 45°C avec une surface d'échange quatre fois plus importante. Le renforcement de l'isolation de l'habitation est une opération indispensable afin de pouvoir travailler avec des températures d'eau la plus faible possible. La déperdition thermique, la taille des émetteurs de chaleur et le système de pompe à chaleur sont déterminées suivant la norme EN12831

Le coût de la maintenance est un poste moins important que pour les chaudières mais influence la durée de vie de la machine avec un bon rendement :

- La qualité de l'eau glycolée doit être surveillée : pH neutre ou basique (présence d'un tampon), concentration en métaux, point de congélation.
- Le plancher chauffant doit être rincé périodiquement car présence de boues
- Nettoyage régulier de l'évaporateur à air
- Contrôle étanchéité des circuits frigorifiques (fréquence suivant charge de l'installation)
- Relevé des températures de l'air à l'aspiration et au refoulement
- Traitement germicide bac et batterie
- Vérification du fonctionnement des organes de sécurité et de régulation
- Contrôle des pressions du fluide frigorigène
- Contrôle niveau d'huile
- Resserrage connexion électrique
- Vérification acidité de l'huile
- Contrôle du voyant liquide
- contrôle résistance carter
- Contrôle écoulement des condensats
- Nettoyage divers, peinture antirouille

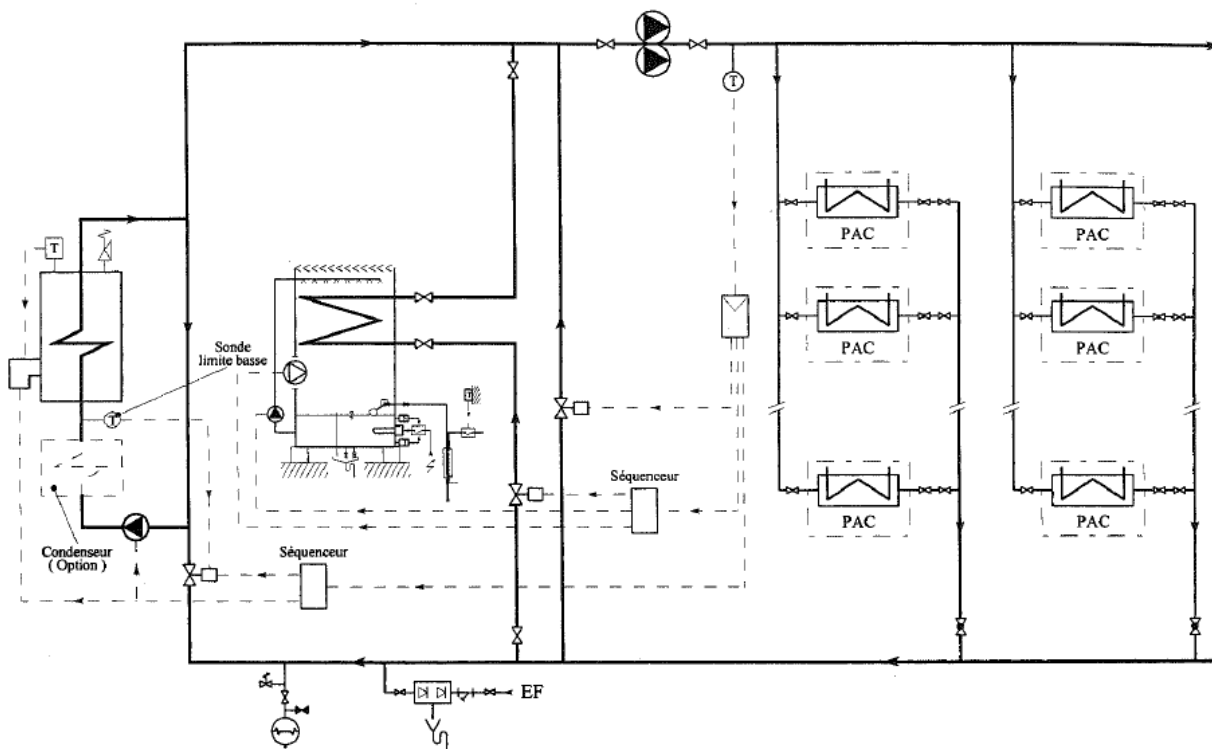


Figure 4.136

	Capteur horizontal	Capteur vertical
Investissement	70 à 135 EUR par m ² chauffé	145 à 185 EUR par m ² chauffé Forage : 50EUR/mètre
profondeur	0,8 à 1,5m	Jusque 100m 1 mètre de forage par m ² de surface
Puissance soutirée	Jusque 35W/m ² pour des sols marécageux	50W/m
COP	3 sur radiateurs et 4 sur plancher chauffant	3 sur radiateurs et 4,5 sur plancher chauffant

Source : Energie+ le site

4.8 TOURS DE REFOUDDISSEMENT

4.8.1 PRINCIPE

Rappel : la production de froid consiste en à extraire de l'énergie thermique d'un local. L'évaporateur permet d'extraire une quantité de chaleur d'un local à refroidir. Le condenseur permet de le rejeter dans le milieu extérieur.

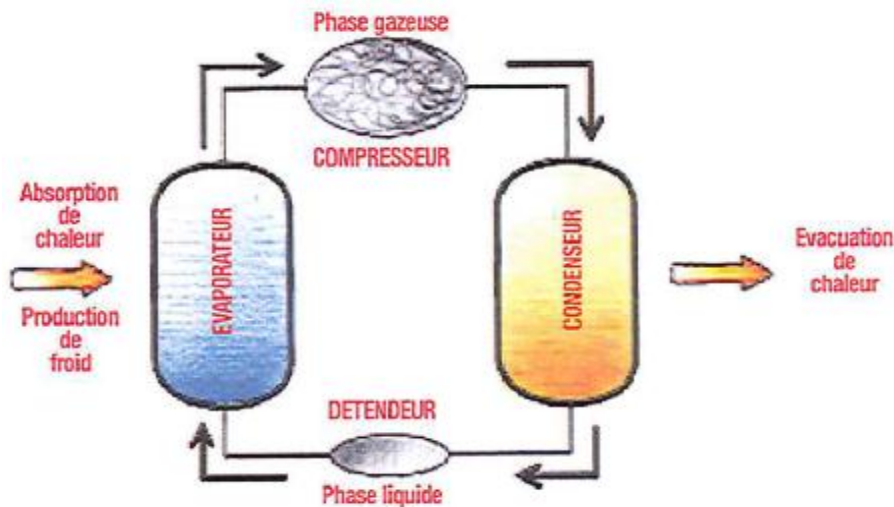


Figure 4.137

Le refroidissement des condenseurs frigorifiques peut nécessiter des puissances énormes au niveau de l'évacuation de chaleur. Dans le cas où les aéro-refroidisseurs sont insuffisants, il est nécessaire de faire appel aux tours de refroidissement.

Le principe est le suivant : dans une tour ouverte, l'eau échauffée dans le condenseur est mise en présence d'un courant d'air après pulvérisation dans une rampe. Une partie de cette eau s'évapore dans l'air en y trouvant sa chaleur latente d'évaporation. La fraction d'eau restante se trouve refroidie et récupérée dans un bac. Elle sera renvoyée vers le condenseur.

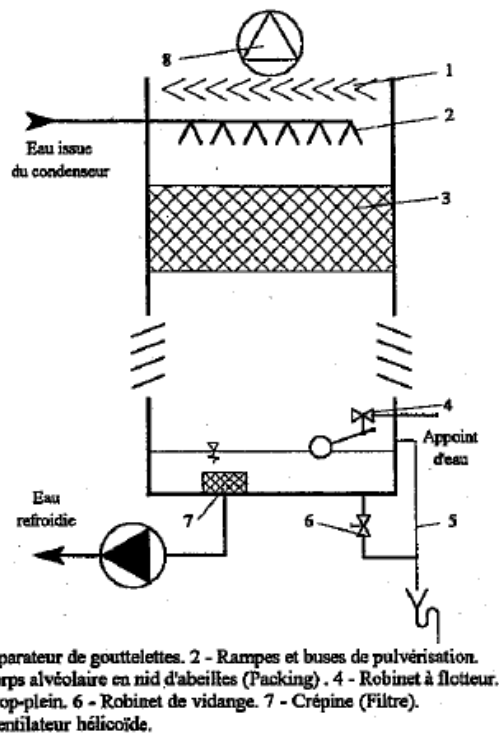


Figure 4.138

Pour rappel 1kg d'eau évaporée signifie une évacuation de 2501 kJ. Le phénomène est cependant perturbé par l'humidité de l'air ambiant de refroidissement. Un bon refroidissement est lié à un contact intime entre l'air et l'eau. Si la tour est parfaite, c'est-à-dire si la surface de contact était infinie et si le contact était parfait, on abaisse la température de l'eau jusqu'à la température humide θ_h de l'air extérieur. En réalité une tour de refroidissement ne permet pas à l'eau d'atteindre cette valeur θ_h : la température de l'eau à la sortie de la tour $\theta_s > \theta_h$.

Il existe un écart appelé approche de la tour de refroidissement $a = \theta_s - \theta_h$.

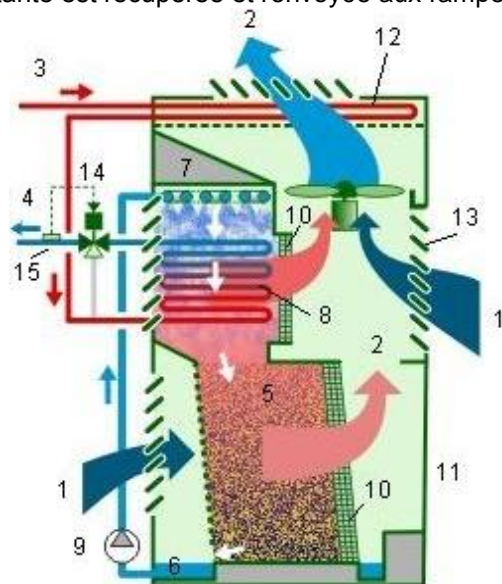
La valeur de l'approche est d'autant plus faible que la tour est performante et largement dimensionnée.

4.8.2 CONDENSEUR ÉVAPORATIF

Le refroidissement évaporatif permet de réaliser des économies d'énergie et d'eau car les débits d'eau et d'air utilisés sont moins importants.

Le fluide frigorigène circule à contre-courant de l'air dans un circuit fermé. Ce type de condenseur peut contenir une quantité importante de fluide frigorigène (implication au niveau des exigences légales)

L'eau est pulvérisée sur les tubes contenant le fluide. La chaleur est transmise à l'eau, elle-même traversée par l'air. L'air permet d'évacuer la chaleur et entraîne une faible évaporation de l'eau. L'eau restante est récupérée et renvoyée aux rampes de pulvérisation par une pompe.



1. entrée d'air.
2. sortie d'air.
3. entrée fluide frigorigène (gaz).
4. sortie fluide frigorigène (liquide).
5. surface d'échange adiabatique.
6. bassin de récupération d'eau.
7. rampe d'aspersion.
8. batterie à surface lisse (évaporatif).
9. pompe d'alimentation en eau.
10. séparateur de gouttes.
11. bâti.
12. batterie à ailettes (sec).
13. ventelles d'entrée d'air.
14. vanne trois voies modulante.
15. capteur de pression.

Figure 4.139



Figure 4.140

Le condenseur évaporatif mixte optimise la consommation d'eau de refroidissement grâce à trois modes de fonctionnement :

- mode sec;
- mode adiabatique;
- mode combiné sec et humide.

En mode sec, le condenseur évaporatif fonctionne comme un condenseur à air.

La pompe d'alimentation en eau ne débite pas.

Ce mode de fonctionnement convient quand la température externe basse autorise la condensation par un échange basé uniquement sur la chaleur sensible (échange de chaleur dû à l'écart de température entre le fluide frigorigène et l'air externe).

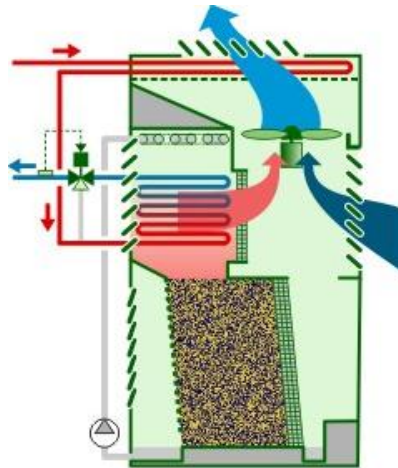


Figure 4.141

En mode adiabatique, la vanne trois voies ne permet au fluide frigorigène que de se condenser dans l'échangeur supérieur à ailettes. La pompe à eau fonctionne et permet l'aspersion du "matelas" qui s'imbibe d'eau. Le débit est régulé de telle manière à évaporer l'eau dans l'air qui traverse le matelas. Le pré-refroidissement (adiabatique) de l'air assure une température de condensation inférieure à celle espérée en mode "sec" (on peut gagner, selon un constructeur de 5 à 7°C par rapport à un refroidissement en chaleur sensible).

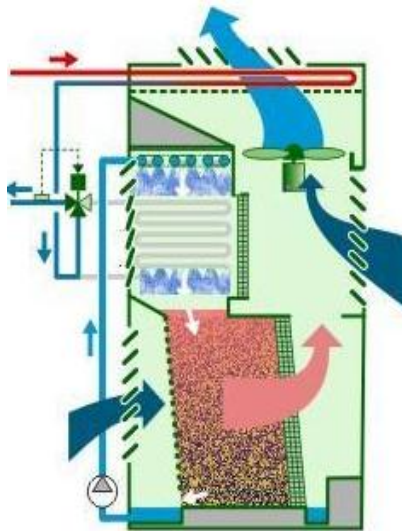
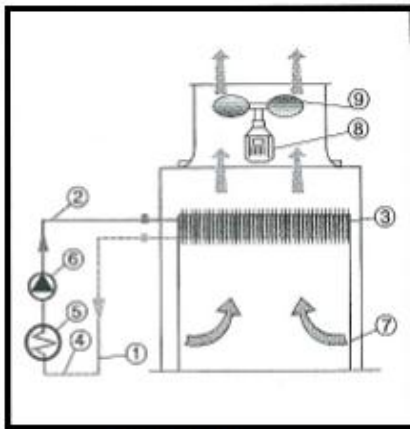


Figure 4.142

4.8.3 TYPES DE TOURS DE REFROIDISSEMENT

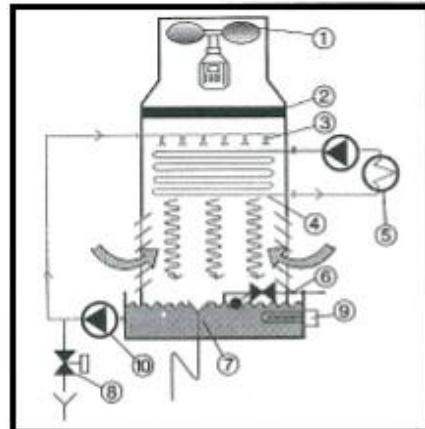
On peut distinguer 4 types de tours de refroidissement :

- tour à circuit fermé
- Refroidisseur sec avec pulvérisation
- Refroidisseur sec hybride
- Refroidisseur sec



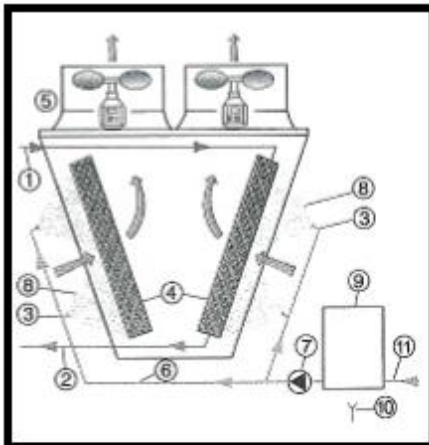
Refroidisseur sec

1. Circuit frigorifique.
2. Aller.
3. Echangeur.
4. Retour.
5. Charge thermique.
6. Pompe de circulation.
7. Air de convection forcé.
8. Moteur.
9. Ventilateur.



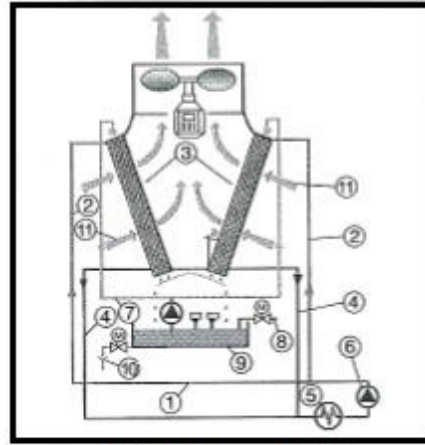
Tour à circuit fermé

1. Ventilateur.
2. Eliminateur de gouttelettes.
3. Buses de pulvérisation.
4. Echangeur tubulaire.
5. Charge thermique.
6. Vanne à flotteur (appoint d'eau).
7. Trop plein.
8. Vanne de déconcentration.
9. Chauffage bac antigel.
10. Pompe de circulation.



Refroidisseur sec avec pulvérisation

1. Aller.
2. Retour.
3. Buses de pulvérisation.
4. Echangeurs de chaleur.
5. Ventilateurs.
6. Alimentation en eau de pulvérisation.
7. Pompe haute pression.
8. Aérosol d'eau osmosée.
9. Préparation de l'eau osmosée.
10. Purgé du système d'osmose.
11. Alimentation en eau froide.



Refroidisseur sec hybride

1. Circuit d'eau primaire.
2. Aller.
3. Echangeurs de chaleur en circuit fermé.
4. Retour.
5. Charge thermique.
6. Pompe de circulation circuit primaire.
7. Circuit d'arrosage.
8. Appoint d'eau froide.
9. Bac à eau.
10. Déconcentration automatique.
11. Air de convection.
12. Ventilateur.
13. Moteur.

Figures 4.143

	Avantages	Inconvénients
Refroidisseur sec	Peu d'entretien Investissement faible Poids faible Free-cooling possible	Grande surface au sol Température refroidissement faible Consommation électrique élevée
Tour fermé	Surface au sol faible Température refroidissement faible	Panache de vapeur Consommation d'eau Poids élevé Traitement d'eau Peu de free-cooling
Refroidisseur sec avec pulvérisation	Free-cooling Poids réduit	Risque de corrosion Besoins en surface en sol Consommation électrique élevée
Refroidisseur sec hybride	Consommation en eau et en électricité Besoins en surface au sol réduit Maintenance facile	Investissement élevé Traitement de l'eau

Sur base d'un besoin frigorifique de 825 kW, la présélection du système de refroidissement se base sur la norme allemande VDI2225 :

Type de refroidisseur	Puissance froid (kW)	T _{sortie chiller} °C (T. Sortie refroidisseur)	T _{sortie chiller} °C (T. Entrée refroidisseur)	Débit volume eau + glycol 35 % (l/s)	Conditions Entrée d'air/Refroid. t _{Entrée} / R _t	Surface au sol (m ²)	Poids (kg)	Puissance électrique installée (kW), Ventilateur
Refroidisseur sec	1050	40	46	45,3	32 °C/40 %	66	5590	20,64
Tour fermée à évaporation à circuit, fermé	986	28	34	42,5	32 °C/40 %	15,3	16 320	32,1
Refroidisseur sec avec pulvérisation	994	30	36	42,9	32 °C/40 %	32,5	6700	25,6
Refroidisseur sec hybride	987	28	34	42,6	32 °C/40 %	14,6	7050	9

Il y a une relation entre la température de l'eau et la puissance du compresseur : plus la température d'eau est élevée, plus la température de condensation est élevée avec un impact sur la consommation électrique.

Variante	T _{sortie chiller} °C (T. Entrée refroidisseur)	T _{entrée chiller} °C (T. Sortie refroidisseur)	Besoins frigorifiques (kW)	Puissance compresseur (kW)	Pompe (kW)	Puissance frigorifique (kW)
Refroidisseur sec	46	40	825	215	10,2	1050,2
Tour à évaporation à circuit fermé	34	28	825	147	13,8	935,8
Refroidisseur sec avec pulvérisation	36	30	825	154	15	994
Refroidisseur sec hybride	34	28	825	147	14,7	986,7

Les problèmes générés par l'utilisation de l'eau dans un circuit ouvert peuvent se poser :

- Le tartre (encrassement échangeur)
- La concentration en sels
- Eau stagnante (développement légionnellose)

L'implantation et l'exploitation des tours de refroidissement sont réglementées en Région de Bruxelles-Capitale via le permis d'environnement. Plus d'information sur le site internet de Bruxelles Environnement.

La tour ouverte a la faveur :

- du financier : solution bon marché, ne prenant pas beaucoup de place,
- de l'énergéticien : la température de condensation est très basse (ce qui diminue le travail du compresseur).

Mais elle constitue le cauchemar de l'équipe de maintenance : corrosion par oxygénation de l'eau, encrassement par introduction de poussières et de grains de sable qui risquent de se déposer dans le condenseur, risque de gel accru,... problèmes qui limitent d'ailleurs la durée de vie moyenne à une dizaine d'années.

Elle peut poser également un risque en matière de contamination par la legionella : l'eau pulvérisée se situe à une température de 30 à 50°C. Emporté par le vent, le nuage de vapeur d'eau + fines gouttelettes qui s'échappent de la tour risque d'être respiré par des personnes à proximité...

L'eau dans ce circuit de refroidissement doit être traitée

4.8.4 SCHÉMAS DE RACCORDEMENTS DES TOURS DE REFROIDISSEMENT

Les points importants qui assurent le fonctionnement d'une machine frigorifique à condenseur à eau sont :

1. Côté condenseur

- A. Pour les tours ouvertes : régulation de la HP, soit par action sur la vitesse du ventilateur de la tour, soit par action sur la vanne 3 voies ou 2 voies
- B. Pour les aéro-réfrigérants par action sur un ou plusieurs ventilateurs modulants ou TOR grâce au pressostat HP de régulation à plusieurs étages

2. Côté évaporateur

Contre le risque de gel, présence d'un thermostat antigel, d'un contrôleur de débit, d'un pressostat manque d'eau

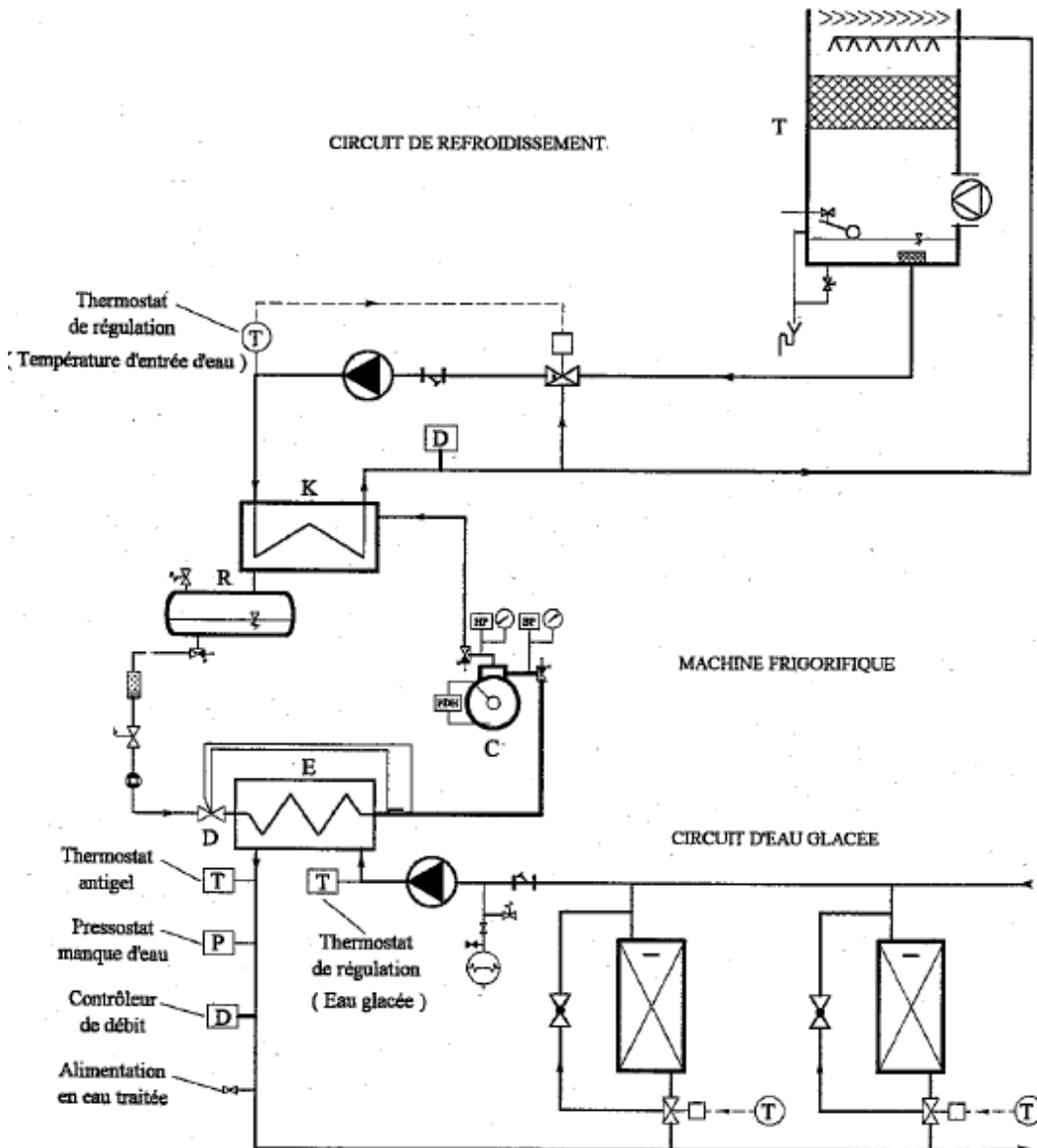


Figure 4.144

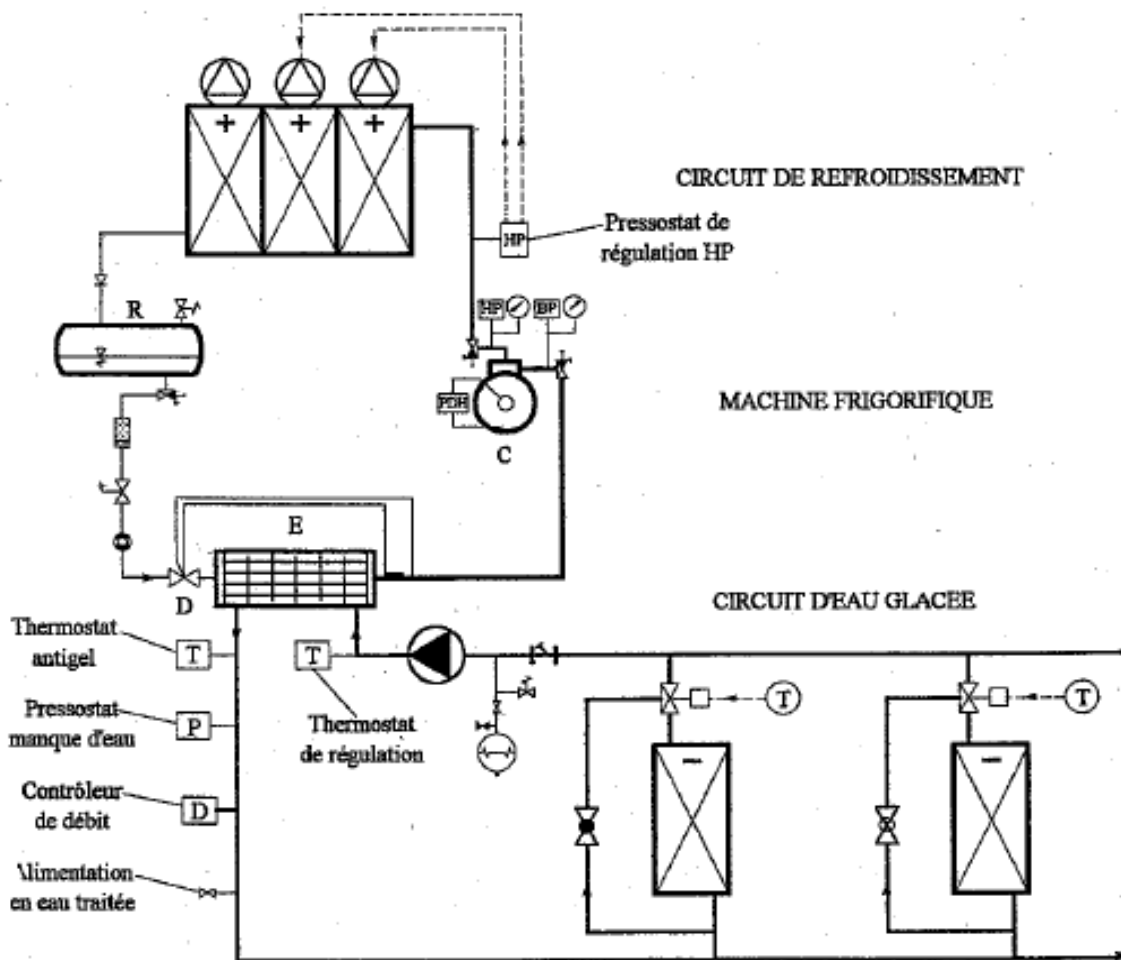


Figure 4.145

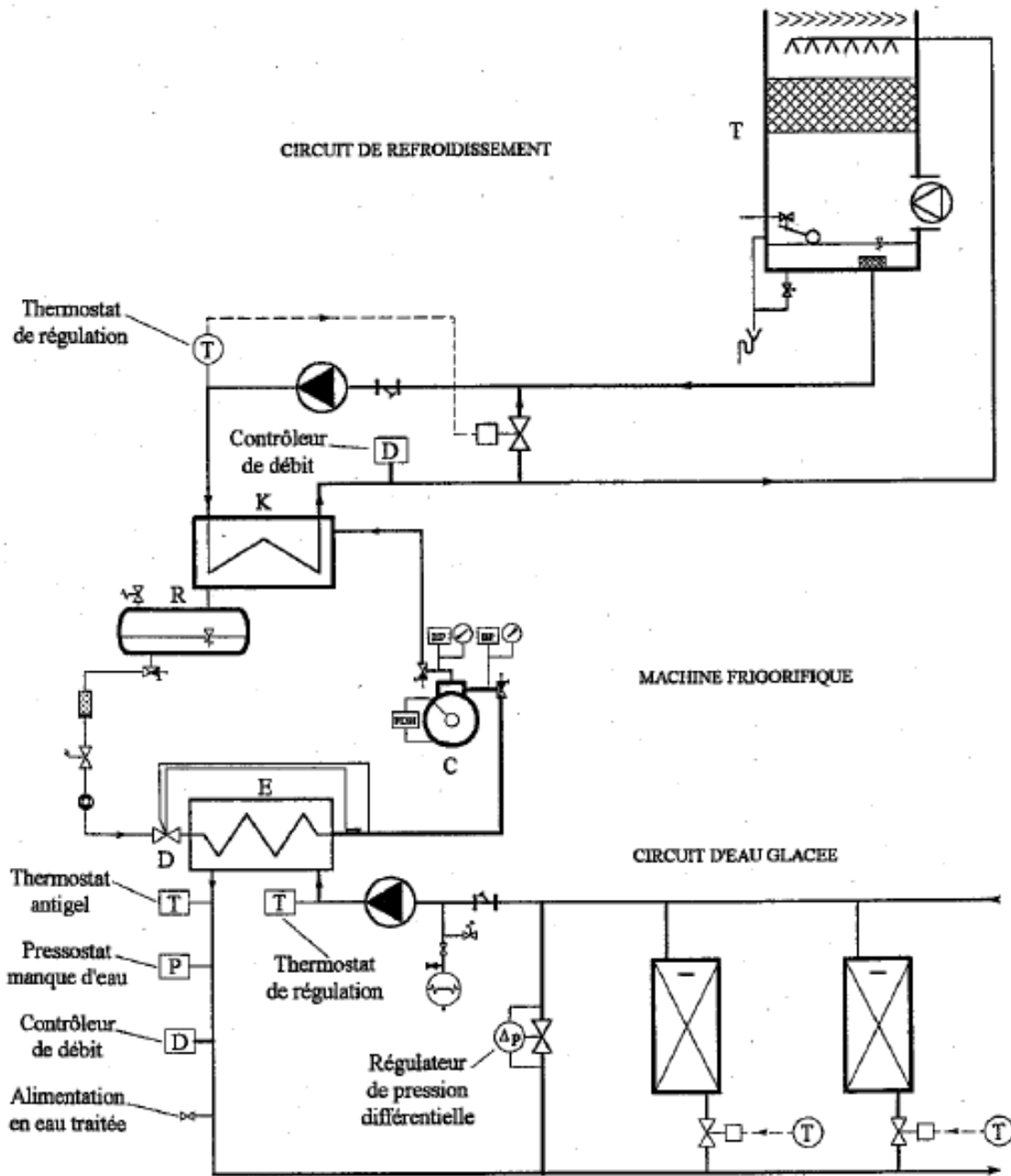


Figure 4.146

Le régulateur de pression différentielle permet de travailler à débit variable dans les échangeurs locaux et de continuer à travailler avec un débit constant dans l'évaporateur : si les vannes deux voies se ferment, la pression différentielle augmente et le régulateur s'ouvre.

4.9 AÉROREFROIDISSEUR.

Certains condenseurs sont combinés à des refroidisseurs externes à eau glycolée. Ces derniers sont appelés dry-cooler ou aérorefroidisseurs.

La concentration d'éthylène – glycol doit être de environ 30% pour une protection à -16°C .

Ces appareils ne consomment pas d'eau et peuvent se placer en toiture loin du condenseur frigorifique.



Figure 4.147 Document Ciat

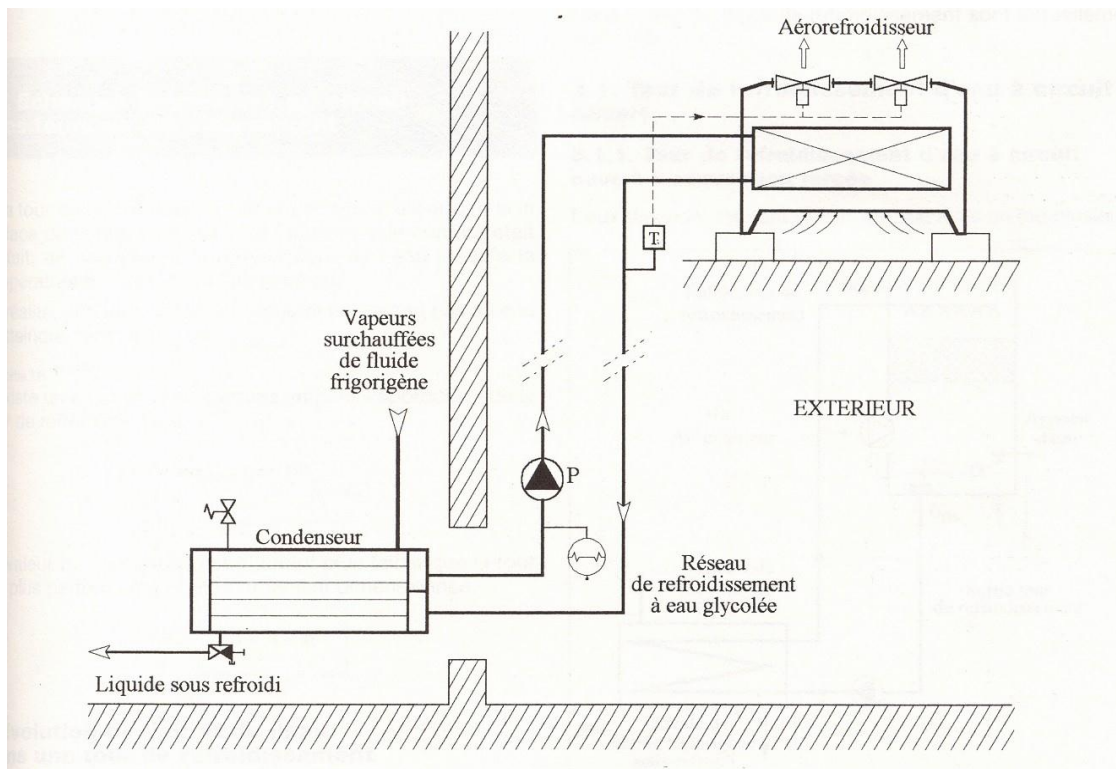


Figure 4.148

4.10 DONNÉES SUR LA RÉPARTITION DES TYPES D'ÉQUIPEMENTS DE CLIMATISATION

Au niveau belge, les chiffres de vente en 2006 ont montré la prédominance des systèmes à détente directe sur les systèmes à eau glacé. (source UBF). Le nombre de machines vendues cette année se répartit ainsi : Mobile : **6200** / split < 7 kW : **19900** / split, multi, VRV > 7 kW : **17825** / chiller : **752**

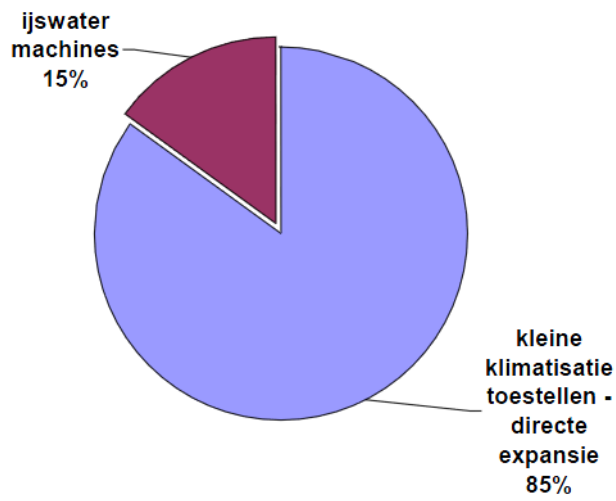


Figure 4.149

Plus particulièrement, pour les systèmes à eau glacé, la répartition est la suivante :

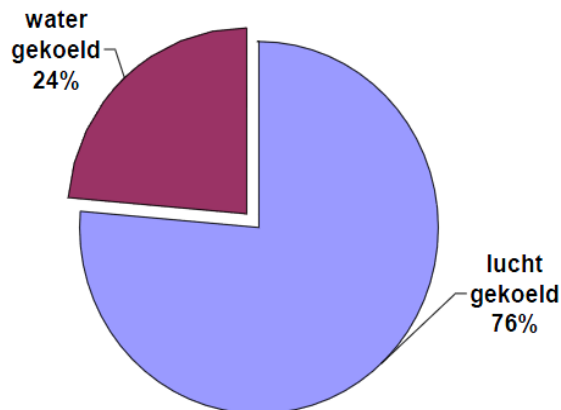


Figure 4.150

Depuis 2003, on remarque l'intérêt croissant pour les systèmes VRV (+50%) et le recul des ventes des chillers.

Au niveau de la région de Bruxelles-capitale, un inventaire a été établi par le bureau d'étude INGENIUM en 2008 sur un parc de 50 bâtiments pour le compte de l'IBGE. L'étude a dénombré 120 machines de production d'eau glacée réparties dans 70 centrales de production frigorifique. Les informations suivantes ont été recherchées :

- Quel émetteur dans les locaux ?

	nombre	Pourcentage
Batterie de refroidissement dans un groupe de ventilation	49/70	70%
Ventilo-convecteur	46/70	66%
Armoire de climatisation	18/70	25%
Plafond froid	7/70	10%
Poutre froide	5/70	7%
Ejecto-convecteur	2/70	3%
inconnu	4/70	6%

- Quel type de machine de production d'eau glacée avec sa date de fabrication ?

	Refroidissement par air - monobloc	Refroidissement par air – condenseur séparé	Refroidissement par eau – drycooler	Refroidissement par eau – tour fermée	Refroidissement par eau – tour ouverte
Classification EN15420	G1.1	G1.2	G2.1	G2.2	G2.3
Nombre	83/120	4/120	8/120	4/120	21/120
pourcentage	69%	3%	7%	3%	18%

- Quelle puissance frigorifique ? Quel type de compresseur ? Quel réfrigérant ?

Puissance frigorifique machine production eau glacée					
	Inconnu	< 200 kW	200-600 kW	600-1000 kW	>1000 kW
Nombre	-	34/120	40/120	34/120	12/120
pourcentage	-	28 %	33%	28%	10%
Année de fabrication					
	Inconnu	< 1995	1995-1999	2000-2004	➤ 2004
Nombre	18/120	19/120	21/120	48/120	14/120
pourcentage	15%	16%	18%	40%	12%
Compresseur					
	Inconnu	Scroll	piston	Vis	Centrifuge
Nombre	-	24/120	38/120	52/120	6/120
pourcentage	-	20%	32%	43%	5%
Réfrigérant					
	Inconnu	R22	R134a	R407c	R410a
Nombre	-	35/120	46/120	39/120	0/120
pourcentage	-	29%	38%	33%	0%

- Quel type de détendeur ?

Détendeur				
	Inconnu	mécanique	électronique	
Nombre	26/120	51/120	43/120	
pourcentage	22%	46%	36%	

- Présence de techniques d'économie d'énergie

	nombre	Pourcentage
Récupération sur la machine frigorifique	15/70	21%
freechilling	5/70	7%
Réservoir eau glacée	5/70	7%

4.11 EVALUATION DU COÛT DE LA CLIMATISATION

4.11.1 COÛT DU TRANSPORT D'ÉNERGIE

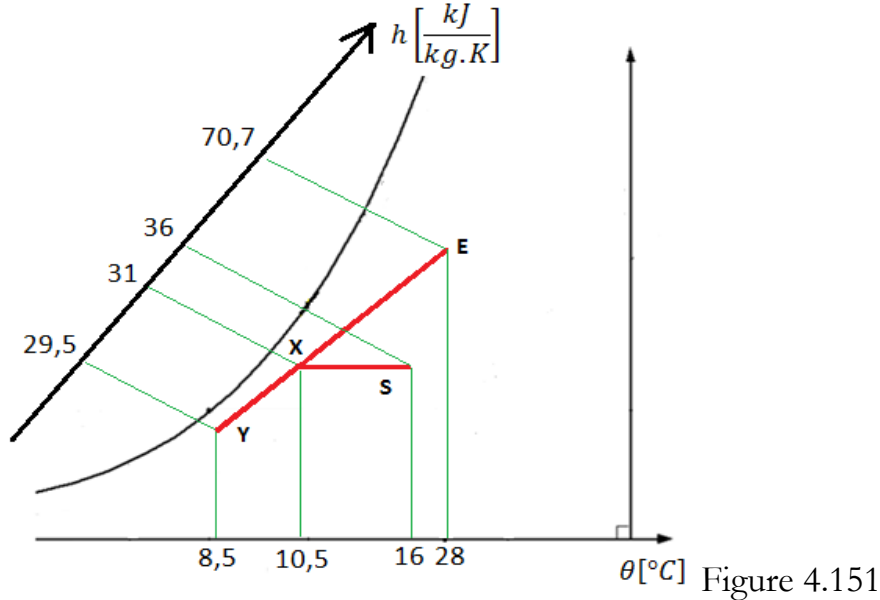
Dans la mesure du possible, il faut toujours privilégier le transport des frigories et/ou des calories par l'eau. Soit un bureau de 250m³ avec une charge de 80W/m². Avec une consigne de 25°C et une température de soufflage de 15°C, on a un écart de soufflage de 10°C. Dans cet exemple, on démontre bien que, pour transporter les frigories, la puissance du ventilateur est plus élevée que la puissance de la pompe.

AIR	EAU
$débit = \frac{puissance}{c \times (t_A - t_s)}$	
$= \frac{20000}{0,34 \times (25 - 15)}$ $= 5822 \text{ m}^3/h$	$= \frac{20000}{1163 \times (25 - 15)}$ $= 2,9 \text{ m}^3/h$
$puissance = \frac{débit \times \Delta p}{rendement \times 3600}$	
ventilateur	pompe
$= \frac{5822 \times 2000}{0,65 \times 3600}$ $= 5028 \text{ W}$	$= \frac{2,9 \times 80000}{0,4 \times 3600}$ $= 161 \text{ W}$

4.11.2 COÛT DU REFROIDISSEMENT

Soit un caisson de mélange destiné à mélanger un débit d'air recyclé dans les conditions E, avec un débit d'air neuf dans les conditions Y. Pulser de l'air à 10°C risque de provoquer un inconfort. Il faut réchauffer avec une batterie de post-chauffe.

On demande de calculer le coût du traitement de l'air à mi-saison afin d'avoir une température de pulsion de 16°C.



$$\Delta h = h_E - h_X = 70,7 - 31 = 39,7 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$\Delta h = h_S - h_X = 36 - 31 = 5 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Au total, il faut fournir par m^3 d'air la quantité d'énergie suivante :

$$(39,7 + 5) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \times 1,20 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] = 53,64 \left[\frac{\text{MJ}}{\text{m}^3 \text{ air}} \right]$$

Pour un débit de $1000 \text{ m}^3/\text{h}$, il faut fournir :

$$1000 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] \times 53,64 \left[\frac{\text{MJ}}{\text{m}^3} \right] = 53,64 \left[\frac{\text{MJ}}{\text{h}} \right]$$

Le coût total :

$$1000 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] \times 1,2 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \times \left[\left(39,7 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \times 1,1 \left[\frac{\text{c€}}{\text{MJ}} \right] \right) + \left(5 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \times 3,25 \left[\frac{\text{c€}}{\text{MJ}} \right] \right) \right] \times 0,001 \left[\frac{\text{MJ}}{\text{kJ}} \right]$$

$$= 74 \left[\frac{\text{c€}}{\text{h}} \right]$$

4.11.3 COÛT DU CHAUFFAGE

Soit de l'air extérieure E à 5°C et 70%HR, à l'aide du diagramme de l'air humide, on peut tirer $h_e = 14,4$ kJ/kg
 On a l'ambiance S aux conditions suivantes : 30°C et 30%HR. On déduit du diagramme $h_s = 50,4$ kJ/kg
 Quel est le coût du chauffage de l'air pour l'amener aux conditions de soufflage ?

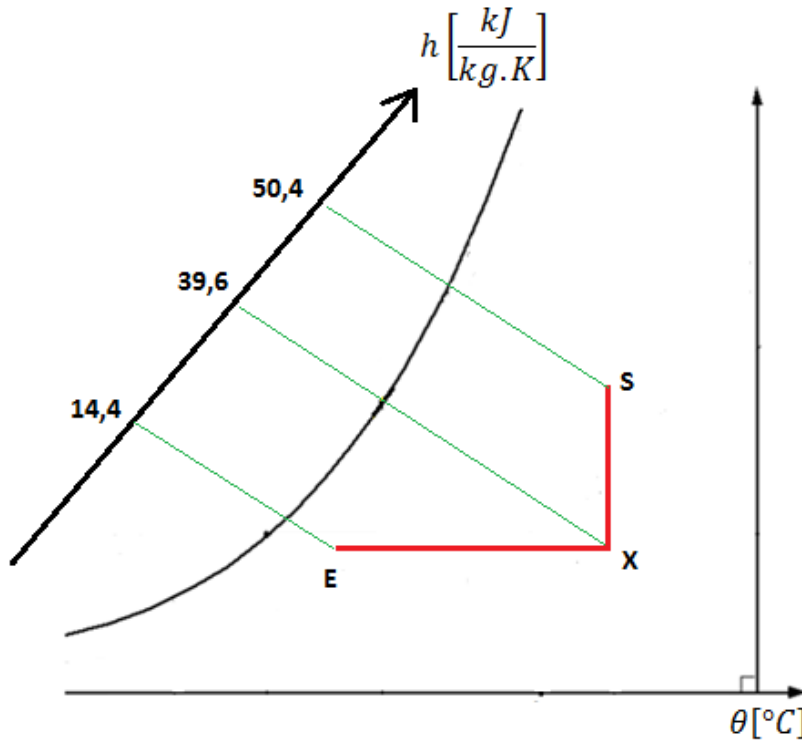


Figure 4.152

$$\Delta h = 50,4 - 14,4 = 36 \text{ kJ/kg}$$

L'énergie à fournir pour traiter 1 m³ d'air aux conditions spécifiés : $36 \times 1,15 = 41,4$ kJ/m³
 Et pour un débit de 1000 m³/h : $41,4 \times 1000 = 41400$ kJ/h

Le coût total se décompose ainsi :

1. Chauffage :

$$(39,6 - 14,4) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \times 1000 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] \times 1,15 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \times 0,001 \left[\frac{\text{MJ}}{\text{kJ}} \right] \times 0,875 \left[\frac{\text{c€}}{\text{MJ}} \right] = 25 \left[\frac{\text{c€}}{\text{h}} \right]$$

2. Humidification vapeur :

$$(50,4 - 39,6) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \times 1000 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] \times 1,15 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \times 0,001 \left[\frac{\text{MJ}}{\text{kJ}} \right] \times 0,275 \left[\frac{\text{c€}}{\text{MJ}} \right] = 34,25 \left[\frac{\text{c€}}{\text{h}} \right]$$

4.11.4 COMPARAISON DU COÛT DES SYSTÈMES DE CLIMATISATION

Bureau : $5 \times 4 \times 3 = 60 \text{ m}^3$

Consigne : 22°C et 50%HR $\rightarrow h = 43,2 \text{ (kJ/kg)}$ + volume massique = $0,84 \text{ m}^3/\text{kg}$

Air extérieur : 6°C et 90%HR $\rightarrow h = 19,1 \text{ (kJ/kg)}$ + volume massique = $0,72 \text{ m}^3/\text{kg}$

Dépense du local : 1500 W (température de soufflage = 40°C)

SOLUTION 1 : radiateurs + air neuf hygiénique

Taux de renouvellement air neuf = 1

$$P = \frac{60 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] \times 1,15 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \times (43,2 - 19,1) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]}{3600 \left[\frac{\text{s}}{\text{h}} \right]} = 442 \text{ W}$$

SOLUTION 2 : tout air neuf

$$\text{débit massique} = \frac{\text{dépense}}{\text{différence d'enthalpie}} = \frac{1,5 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right]}{(61,2 - 43,2) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]} = 0,083 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

$$\text{débit volumique} = \text{débit massique} \times \text{volume massique} = 0,083 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \times 0,9 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right] \times 3600 \left[\frac{\text{s}}{\text{h}} \right] =$$

Débit volumique = $270 \text{ m}^3/\text{h}$

Taux de renouvellement air neuf = $270/60 = 4,5$

puissance = débit massique \times différence enthalpie

$$P = 0,083 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \times (61,2 - 19,1) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] = 3,51 \text{ [kW]}$$

SOLUTION 3 : recyclage de l'air

Si on recycle $210 \text{ m}^3/\text{h}$, on aura un débit d'air neuf de $60 \text{ m}^3/\text{h}$.

On les transforme en débit massique.

$$\frac{210 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]}{0,84 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right] \times 3600 \left[\frac{\text{s}}{\text{h}} \right]} = 0,069 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

$$\frac{60 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]}{0,72 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right] \times 3600 \left[\frac{\text{s}}{\text{h}} \right]} = 0,023 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

$$\text{Enthalpie du point de mélange} = \frac{(0,069 \times 43,2) + (0,023 \times 19,1)}{0,083} = \frac{2,98 + 0,44}{0,083} = 41,20 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$\text{puissance} = 0,083 \times (61,2 - 41,2) = 1,66 \text{ [kW]}$$

$$\text{Economie} = \frac{3,51 - 1,66}{3,51} = 52,70 \%$$

SOLUTION 4 : récupérateur – échangeur

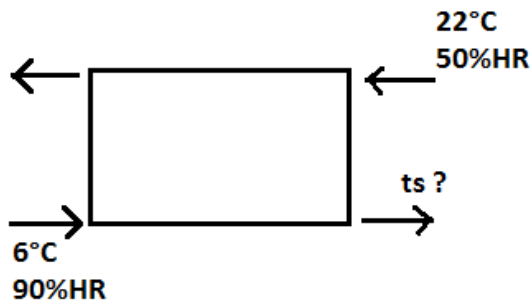


Figure 4.153

$$\text{rendement batterie} = 0,5 = \frac{t_s - t_e}{t_L - t_e} \times \frac{Q_{pulsion}}{Q_{extraction}}$$

$$0,5 = \frac{t_s - 6}{22 - 6} \quad t_s = 14^\circ\text{C}$$

► $P = 0,083 \times (61,2 - 26,5) = 2,9 \text{ [kW]}$

$$\text{Economie} = \frac{3,51 - 2,9}{3,51} = 17\%$$

$$h \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \right]$$

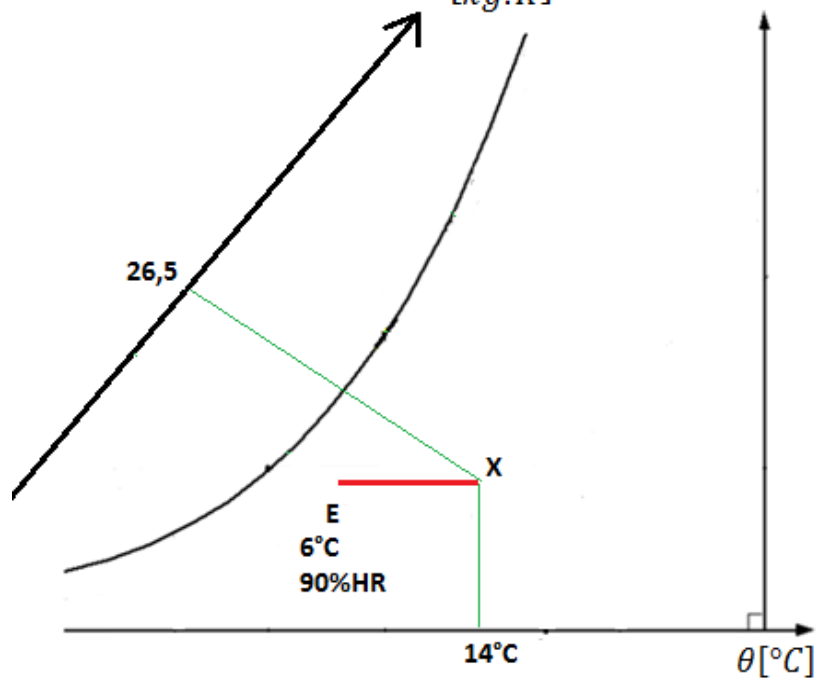


Figure 4.154

Résumé des différentes technologies:

Technologie	Puissance (kW)	Coût (euros/m ²)	Remarques
Système air-air (NBN EN 15240)			
Climatiseur individuel	1 à 100	75 - 200	Les appareils équipés de la technologie "Inverter" présentent de meilleurs EER
DRV		150 – 300	Présente des EER relativement élevé et permet le transfert de chaleur ou de froid d'une partie à l'autre du bâtiment. Charge de réfrigérant importante.
Armoire de climatisation	5 à > 100	75 à 190	Dans certains cas cette technologie peut efficacement être associée à un free chilling.
Rooftop	20 à > 200	40 à 125	Pour les volumes importants. Adapté au free cooling
Système centralisé (NBN EN 15240)			
Tout air à débit constant		150 à 200	En général, énergétique défavorablement car pas d'adaptation du débit
Tout air à débit variable		160 à 225	Permet d'envisager le free cooling.
Système air-eau ou eau-eau (NBN EN 15240)			
Ventilo-convecteur	0.5 à 10 kW (par appareil)	110 à 190	S'ils sont surdimensionnés, permet d'avoir un régime de température élevé. Consommation du ventilateur et bruit.
Ejecto convecteur			De plus en plus rare. Débit d'air neuf constant.
Plafond froid	Max 80W/m ²	125 à 200	Régime de température élevé (15-17°C). Permet d'envisager le free chilling
Poutre froide			Régime de température élevé (15-17°C). Permet d'envisager le free chilling
Système eau-air (NBN EN 15240)			
PAC sur boucle d'eau		100 à 215	Permet le transfert d'énergie entre les différentes parties du bâtiment.