

Aéraulique – Chauffage par air

Objectif : étude des réseaux de gaines d'air assurant les fonctions suivantes : transport d'air chaud (chauffage), transport d'air froid (refroidissement), ventilation.

I EQUATIONS CARACTERISTIQUES DES ECOULEMENTS D'AIR EN CONDUITE

1.1 Equation d'état

On considère que l'air se conduit comme un gaz parfait, vérifiant l'équation d'état :

$$\frac{p \cdot Vol}{T} = \frac{m}{M} \cdot R \text{ c'est à dire } \frac{p}{r \cdot T} = \frac{R}{M} \quad [1]$$

avec :

p : pression, Vol : Volume, T : température,

r = masse volumique = m/Vol

R : constante des gaz parfaits $8,314 \text{ J.K}^{-1}.\text{mol}^{-1}$

M : masse molaire du gaz (29 g pour air)

On a donc ici une relation entre p , T et r .

Dans le cas de l'air, la relation [1] donne :

$$r_a = \frac{M}{R} \cdot \frac{p}{T} = \frac{p}{287 \times T} \quad [2]$$

p en Pa. T en K et r_a en Kg.m^{-3}

Ex:

Si $T = 15^\circ\text{C}$ et $p = 1,013.10^5 \text{ Pa} \Rightarrow r_a = 1,22 \text{ kg.m}^{-3}$

Si $T = 60^\circ\text{C}$ et $p = 1,013.10^5 \text{ Pa} \Rightarrow r_a = 1,06 \text{ kg.m}^{-3}$ soit un écart de 13%

1.2 Théorème de Bernoulli

* Dans le cas de gaz, le terme d'énergie potentielle est négligeable devant le terme d'énergie cinétique.

* De plus, si les variations de pression et de température auxquelles le gaz est soumis, sont faibles, on peut considérer en première approximation que r_a est pratiquement constant sur le tronçon étudié (voir relation 2).

* Dans ces conditions, le théorème de Bernoulli peut être appliqué comme pour les fluides en éliminant en plus, les termes de pesanteur :

$$\frac{V^2}{2 \cdot g} + \frac{p}{r_a \cdot g} = \text{constante avec } V = \text{vitesse d'air}$$

(sans prise en compte des frottements, ni des apports d'énergie dus aux ventilateurs)

Le terme en z disparaissant, il n'y a plus lieu de raisonner en hauteur de fluide pour exprimer les différentes énergies. On écrit donc :

$$\frac{r_a \cdot V^2}{2} + p = \text{constante} \quad [3]$$

qui devient en l'appliquant entre 2 points A et B et en tenant compte des frottements et des ventilateurs éventuels :

$$\mathbf{r}_a \cdot \frac{V_A^2}{2} + p_A + p_{vent} = \mathbf{r}_a \cdot \frac{V_B^2}{2} + p_B + \Delta p_{AB} \quad [\text{Eq 4}]$$

avec :

Δp_{AB} : perte de pression entre A et B due aux frottements (perte de charge)

p_{vent} : gain de pression fourni par le (ou les) ventilateur(s) (on raisonne ici en termes de pression, c'est-à-dire en énergie par unité de volume).

Nota : on verra plus tard comment prendre en compte les variations de T et donc de \mathbf{r} par correction du débit. ~

1.3 Différentes pressions prises en compte

Pression absolue : pression de l'air sur les parois du conduit (notée p).

Pression effective (statique) : pression absolue - pression atmosphérique notée $p_e = p - p_{atm}$.

Pression dynamique : pression due à l'écoulement d'air (nulle si $V=0$) notée $p_d = \mathbf{r}_a \cdot \frac{V^2}{2}$
(correspond au 1^{er} terme de l'équation [Eq 3]).

Pression totale = pression dynamique + pression statique notée

$$p_t = p_e + p_d = p - p_{atm} + \mathbf{r}_a \cdot \frac{V^2}{2}$$

et qui représente l'énergie disponible au point étudié par unité de volume et par rapport à l'énergie disponible dans l'air au repos à $p = p_{atm}$.

L'équation [Eq 4] montre que la différence de pression totale entre 2 points A et B d'un écoulement correspond aux pertes de charge entre A et B et au gain de pression fourni par le (ou les) ventilateur(s).

1.4 Exercice d'application

Soit la mesure suivante réalisée au tube de Pitot dans une conduite circulaire qui véhicule de l'air à 40°C tel que :

- pression effective : $p_e = 300 \text{ Pa}$

- pression atmosphérique $p_{atm} = 101\,300 \text{ Pa}$

Calculer :

1) V_{moy} en fonction de h , e et a sur section A

2) p_d en A

3) q_v et q_m .

4) la puissance disponible en A : P_U

2/ CALCUL DES GAINES D'AIR ;

2.1 Principe général

Dans tout système aéraulique on a :

- 1 (ou plusieurs) points d'aspiration de l'air à p_{atm} (pt 0)
- 1 ou plusieurs points de soufflage de l'air à p_{atm} (pts 1,2,3,4,5,6)
- 1 (ou plusieurs) ventilateur(s) qui assure(nt) la circulation de l'air entre point d'aspiration et point (s) de soufflage.

Comme pour les pompes, les critères de dimensionnement du ventilateur seront :

- la perte de charge du réseau (on considérera le réseau le plus défavorisé, donc le plus long et le plus tortueux).
- le débit d'air à assurer.

Afin d'assurer le débit désiré au niveau des différents points de soufflage 1,2,3,4,5,6 (cf Fig.), il sera nécessaire d'équilibrer chaque circuit (01,02,03,06) de telle sorte que la perte d'énergie par frottement dans chaque circuit soit identique. Ce sera l'objet de l'équilibrage du réseau.

2.2 Paramètres à prendre en compte

Pression on travaillera toujours en basse pression ($p_t < 100 \text{ mm}_{CE}$)

Vitesse (problème lié à l'acoustique), on distinguera les réseaux :

- à basse vitesse ($V < 11 \text{ m.s}^{-1}$) dans les résidences, bureaux, commerces (à cause du bruit)
- à grande vitesse ($11 \text{ m.s}^{-1} < V < 25 \text{ m.s}^{-1}$) dans l'industrie où les problème de bruit sont moins cruciaux.

Le tableau suivant donne des exemples de vitesse maximale à respecter suivant

l'usage des locaux :

VITESSE MAXIMALES A RESPECTER DANS LES CONDUITS AERAULIQUES (m.s^{-1})

type locaux	conduit principal	tronçons principaux		dérivations	
		soufflage	reprise	soufflage	reprise
logements individuels	3	5	4	3	3
logements collectifs	5	7,5	6,5	6	5
bureaux	6	10	7,5	8	6
salles spectacle	4	6,5	5,5	5	4
restaurants	7,5	10	7,5	8	6
industrie	12,5	15	9	11	7,5

3) Espace disponible, esthétique : la taille des conduits d'air est toujours beaucoup plus importante que celle des conduits d'eau en raison de la chaleur volumique de l'air bien plus faible que celle de l'eau ($1,1 \text{ kJ.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$ contre $4180 \text{ kJ.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$) dans les mêmes conditions : 1 m^3 d'eau peut véhiculer ainsi une enthalpie 4 000 fois plus grande que le même volume d'air. D'où une taille des conduits d'air bien plus grande dans les installations de chauffage et de climatisation que les conduits d'eau pour respecter les limites de vitesse données précédemment.

4) Echanges thermiques avec l'ambiance : le problème se pose pour les conduits qui véhiculent de l'air chaud (isoler les conduits pour limiter les pertes, très importantes du fait de la taille des conduits et donc de l'importance de la surface de contact conduit/air ambiant) et de l'air froid (sans isolant, la vapeur d'eau de l'air ambiant peut se condenser sur les conduits plus froids).

5) Problèmes économiques : il faut trouver un équilibre entre :

- le coût d'exploitation (limiter la consommation du ventilateur, donc sa puissance, donc les pertes de charge et donc choisir des conduits de grande taille)
- les investissements (qui conduiraient à choisir des conduits de petite taille!)

Nous allons étudier dans les paragraphes suivants 3 méthodes de dimensionnement des conduits.

- 1/ Réduction arbitraire des vitesses
- 2/ Méthode des gains de pression statique
- 3/ Méthode du j constant (la plus utilisée)

2.3 Méthode de la réduction arbitraire des vitesses

Clim. Ventilation

- On choisit V_1 dans le conduit principal à partir de critères acoustiques (cf. tableau de la page précédente)
- On réduit arbitrairement les vitesses dans les autres conduits en respectant les limites indiquées dans le même tableau.

(Avec tronçons principaux où les vitesses sont V_2 , V_3 et dérivations où les vitesses sont V_4 , V_5 , ---)

L'inconvénient de cette méthode est de ne pas faire appel à des critères d'équilibrage des pertes de charge ni à des critères économiques. Cette méthode est donc réservée à de petites installations.

2.4 Méthode des gains de pression statique

Principe : Les différents tronçons sont dimensionnés de telle sorte que les pertes de charge dans chaque tronçon soient compensées par les gains de pression statique, obtenus par la diminution du diamètre correspondant.

Exemple en conditionnement d'air :

Soit un piquage entre la section 1 et 2 créant une diminution de débit dans le tronçon principal de Q_1 à $Q_2 < Q_1$

Si la section du conduit reste constante, la vitesse $V = Q/S$ diminue : $V_2 < V_1$

Si on suppose négligeable, la perte de charge entre 1 et 2 on a:

$$p_1 + r \cdot \frac{V_1^2}{2} = p_2 + r \cdot \frac{V_2^2}{2} \text{ avec } V_2 < V_1 \text{ [Eq 5]}$$

Ce qui conduit à : $p_2 > p_1$ (augmentation de pression statique)

Si on considère maintenant la section 3 à l'entrée d'un autre piquage, le théorème de Bernoulli appliqué entre 2 et 3 et tenant compte de la perte de charge entre 2 et 3 (correspondant à la perte de pression Δp_{23}) s'écrit :

$$p_2 + r \cdot \frac{V_2^2}{2} = p_3 + r \cdot \frac{V_3^2}{2} + \Delta p_{23} \text{ avec } V_2 = V_3 \text{ [Eq 6]}$$

soit : $p_3 < p_2$ avec $p_2 - p_3 = \Delta p_{23}$ (diminution de pression statique)

Cependant, globalement, entre 1 et 3, on peut conserver $p_1 = p_3$ si l'augmentation de pression statique au niveau du piquage ($p_2 - p_1$) équilibre la perte $p_2 - p_3 = \Delta p_{23}$ ce qui s'obtient en choisissant judicieusement la section S_2 , telle que :

$$p_1 + r \cdot \frac{V_1^2}{2} = p_3 + r \cdot \frac{V_3^2}{2} + \Delta p_{23} \text{ avec } p_1 = p_3 \text{ et } V_3 = V_2$$

$$\text{On a finalement d'après [Eq 5] : } \Delta p_{23} = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} = p_2 - p_1$$

En fait, si l'on tient compte de la perte de charge Δp_{12} entre 1 et 2, on a :

$$p_1 + r \cdot \frac{V_1^2}{2} = p_2 + r \cdot \frac{V_2^2}{2} + \Delta p_{12} \Rightarrow p_2 - p_1 = r \cdot \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} - \Delta p_{12}$$

qui s'écrit le plus souvent sous la forme :

$$p_2 - p_1 = R \cdot \left[\frac{V_1^2 - V_2^2}{2} \right] \text{ avec } 0,7 < R < 0,9 \text{ (moyenne : } R = 0,75) \text{ [Eq 7]}$$

$$\Delta p_{23} \text{ devient donc : } \Delta p_{23} = p_2 - p_1 = R \cdot r_a \cdot \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} \text{ [Eq 8]}$$

La méthode consiste à choisir une section S_2 d'où l'on tireur Δp_{23} (perte de charge entre 2 et 3, fonction de L_{23} et V_2). Si $p_2 - p_1$ vérifie l'équation la valeur de S_2 est retenue. Dans le cas contraire, on reprend les calculs avec une section différente.

Le critère de choix de la conduite n'est alors pas un critère économique au niveau de la taille des conduits mais un critère énergétique qui doit conduire à une baisse de puissance à fournir au niveau du ventilateur (voir paragraphe correspondant).

Pour que cette méthode soit applicable, il faut que le gain de pression statique soit suffisamment important, ce qui conduit à ne l'appliquer que pour des installations à grande vitesse ($> 12 \text{ m.s}^{-1}$) donc à grand débit. Pour les petites et moyennes installations, on retiendra la méthode des j constants développés ci-après (qui conduit à retenir des conduits plus petits).

2.5 Méthode des j constants

- 1) on recherche le réseau le plus défavorisé (présentant la plus grande perte de charge).
- 2) on calcule la valeur de j dans le conduit principal (où se trouve le ventilateur) à partir des critères de vitesses donnés dans le tableau du paragraphe 2.2).

- 3) on dimensionne chaque tronçon du conduit principal en conservant la même valeur de j .
- 4) On calcule la perte de charge totale ΔP de ce réseau le plus défavorisé : (linéiques et singulières)
- 5) Equilibrer les pertes de charge de chaque circuit (de l'aspiration à chaque bouche) avec la même valeur Δp calculée précédemment et en déduire le dimensionnement de tous les tronçons du réseau.

Avantage - Inconvénient :

on optimise l'investissement mais la puissance du ventilateur à installer est plus importante que celle obtenue par la méthode des gains de pression statique.

2.6 Calcul de j :

La perte de pression Δp_{12} entre deux points 1 et 2 (longueur L) due aux frottements s'exprime pour une conduite circulaire de diamètre D sous la forme :

$$\Delta p_{12} = l \cdot \frac{L}{D} \cdot r_a \cdot \frac{V^2}{2} \quad \text{soit} \quad j = \frac{\Delta p_{12}}{L} = l \cdot \frac{r_a}{D} \cdot \frac{V^2}{2}$$

Les valeurs de j sont données dans des abaques en fonction du débit et du diamètre, en distinguant les conduits

- très lisses, (rugosité $e < 0,002$ mm)
- lisses ($0,002 < e < 0,015$ mm)
- rugueux ($0,015 < e < 0,1$ mm)
- très rugueux ($e > 0,1$ mm)

Exemples de valeurs de :

matériau	plastiques	alu	acier inox	acier galva	plâtre
rugosité [mm]	0,002	0,002	0,05	0,15 à 0,20	0,2
matériau	contreplaqué	fibres	laine de verre	béton brut	tôle acier
rugosité [mm]	0,1 à 0,5	0,5	0,1 à 0,3	2	1 à 3

2.7 Etude de gaines non circulaires.

Très souvent, les gaines d'air sont rectangulaires (problème d'encombrement notamment lié à la hauteur constante ménagée dans les faux plafonds où sont placées les gaines).

Dans ce cas, les conduites non circulaires, il faut définir une conduite circulaire équivalente de diamètre équivalent D_{eq} qui aura la même perte de charge régulière unitaire j .

Le diamètre équivalent D_{eq} est défini pour une section quelconque en fonction de la section droite A de la conduite et du périmètre mouillé pm .

Pour une conduite circulaire de diamètre D , on a :

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad \text{et} \quad pm = \pi \cdot D \quad \text{donc} \quad D = \frac{4 \cdot A}{pm}$$

$$\text{et d'une façon générale : } D_{eq} = \frac{4 \cdot A}{pm} = 4 \cdot R_h \quad \text{avec le rayon hydraulique } R_h = \frac{A}{pm}$$

Cas d'un section rectangulaire

$$\text{Dans ce cas : } j = \frac{I}{D_{eq}} \cdot r_a \cdot \frac{V^2}{2} = I \frac{pm}{4 \cdot A} \cdot \frac{V^2}{2}$$

$$\text{avec } A = l \cdot h ; pm = 2 \cdot (l + h) \text{ et } V = \frac{Q}{l \cdot h}$$

$$\text{d'où } j = 2 \cdot I \cdot \frac{l + h}{4 \cdot l \cdot h} \cdot \frac{r_a \cdot Q^2}{2 \cdot (l \cdot h)^2} \text{ [Eq 9]}$$

Pour la conduite circulaire équivalente de diamètre D_{eq} , on doit avoir la même perte de

$$\text{charge régulière unitaire : } j = \frac{I}{D_{eq}} \cdot \frac{r_a \cdot V_{eq}^2}{2} \text{ avec } V_{eq} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_{eq}^2}$$

$$\text{d'où : } j = \frac{I}{D_{eq}} \cdot \frac{r_a}{2} \cdot \frac{16 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot D_{eq}^4} \text{ [Eq 10]}$$

$$\text{En comparant [Eq 9] et [Eq 10], on obtient : } D_{eq} = 1,25 \left(\frac{l^3 \cdot h^3}{l + 4} \right)^{1/5}$$

L'abaque donne D_{eq} en fonction de l et h .

2.8 Prise en compte des variations de température et de pression ;

Les abaques de perte de charge sont données pour $T = 15^\circ\text{C}$ et $p = 101300 \text{ Pa}$

Pour obtenir les valeurs de j correspondant aux valeurs réelles de T et p , il faut tenir compte des variations de la masse volumique r_a et la n_a viscosité en fonction de T et p :

$$r_a = \frac{p}{287 \times T} \text{ avec } r_a = 1,22 \text{ kg.m}^{-3} \text{ pour } T = 15^\circ\text{C} \text{ et } p = 101\,300 \text{ Pa}$$

$$n_a = 1,8 \cdot 10^5 \cdot \frac{T}{p} \text{ avec } n_a = 1,5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \text{ pour } T = 15^\circ\text{C} \text{ et } p = 101\,300 \text{ Pa}$$

$$n_a \text{ en m}^2 \cdot \text{s}^{-1}, T \text{ en K et } p \text{ en Pa}$$

Pour des valeurs de r_a et n_a autres que celles ci, il faut déterminer un débit fictif équivalent q_{ve} qui produirait à $T = 15^\circ\text{C}$ et $p = 101\,300 \text{ Pa}$ la même perte de charge unitaire j que le débit réel q_v pour $T = 15^\circ\text{C}$ et $p = 101\,300 \text{ Pa}$.

$$q_{ve} = a \cdot q_v$$

avec a = coefficient de correction fonction de T , p et de la rugosité de la paroi (la correction est d'autant plus grande que la conduite est plus lisse). Les valeurs de a sont données dans les tableaux des pages suivantes (un tableau par type de conduit).

Exemple :

Soit le conduit en placoplâtre à 1500 m d'altitude

$l = 500 \text{ mm}$; $h = 300 \text{ mm}$; $V = 7 \text{ m.s}^{-1}$; $p = p_{atm}$; $T = 50^\circ\text{C}$

$q_v = 7 \times 0,3 \times 0,5 = 1,05 \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$

Tableau ? $a = 0,81$

D'où $q_{ve} = a.q_v = 0,81 \times 1,05 = 0,85 \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$

$D_{eq} = 0,43 \text{ m}$, conduit très rugueux. d'où $j = 1,38 \text{ Pa.m}^{-1}$

3 choix du ventilateur

Prenons l'exemple d'un système de ventilation et comparons les 2 méthodes de dimensionnement des conduits : j constant et méthode des gains de pression statique.

3.1 Méthode des j constants ;

- Théorème de Bernoulli entre B et e :

$p_B = p_c - \Delta p_v$ avec $V_B = V_c$ et $\Delta p_v =$ apport de pression par le ventilateur

D'où: $\Delta p_v = p_c - p_B = p_{atm} - p_B$

- Théorème de Bernoulli entre 0 et B :

$$p_O = p_{atm} = p_B + r \cdot \frac{V_B^2}{2} + \Delta p_{AB}$$

$$\text{D'où : } p_B = p_{atm} - r \cdot \frac{V_B^2}{2} - \Delta p_{AB} \text{ et } \Delta p_v = p_{atm} - p_B = r \cdot \frac{V_B^2}{2} + \Delta p_{AB}$$

On ajoute donc la pression dynamique $p_{d,v}$ au niveau du ventilateur à la perte de pression (due aux pertes de charge dans le circuit) pour définir la pression apportée par le ventilateur

3.2 Méthode des gainés de pression statique

On reprend les mêmes notations et le même schéma.

On a toujours: $p_v = p_{atm} - p_B$

Cette méthode conduit à conserver : $p_A = p_B$ (cf paragraphe 2.4) soit $\Delta p_v = p_{atm} - p_A$ (en réalité la perte de charge dans le tronçon AE n'est pas équilibrée par un gain de pression statique).

Le théorème de Bernoulli entre 0 et A permet d'écrire :

$$p_O = p_{atm} = p_A + r \cdot \frac{V_A^2}{2} \text{ soit : } p_A = p_{atm} - r \cdot \frac{V_A^2}{2}$$

$$\text{D'où : } \Delta p_v = p_{atm} - p_A = r \cdot \frac{V_A^2}{2}$$

ce qui donne bien un ventilateur de puissance bien plus faible que celui obtenu par la méthode précédente (les pertes de charge ne sont alors plus prises en compte).

En ce qui concerne le conditionnement d'air, le réseau est inversé :

on obtient par la méthode des j constants :

$$\Delta p_V = p_B - p_A = p_B - \left(p_{atm} - r \cdot \frac{V_A^2}{2} \right)$$

$$\text{Tronçon BC : } Q_{BC} = 6\,000 - 2\,500 = 3\,500 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} = 0,97 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$j_{BC} = j_{AB} \text{ (méthode } j \text{ constants)} = 0,9 \text{ Pa} \cdot \text{m}^{-1}$$

$$\text{abaque } j D_{eq} = 0,47 \text{ m}$$

$$l = 0,45 \text{ m}$$

$$\text{Vérification : } V_{AB} < \frac{6 \text{ m}}{l} \quad V_{AB} = \frac{0,97 \times 0,45}{0,4} = 5,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} < 6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Tronçon CDE3 :

$$Q_{CDE3} = 500 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} = 0,417 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$j = 0,9 \text{ Pa} \cdot \text{m}^{-1}$; $D_{eq} = 0,34 \text{ m}$; $l = 0,25 \text{ m}$ (arrondi pour respecter les contraintes de construction)

$$l = 0,25 \text{ m} ; (D_{eq})_{réel} = 0,35 \text{ m} \quad (j_{CDEB})_{réel} = 0,79 \text{ Pa} \cdot \text{m}^{-1}$$

$$\text{Vérif } V_{CDE3} < 6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} : (V_{CDE3})_{réel} = \frac{0,417 \times 0,4}{0,25} = 4,17 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} < 6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

4 TOTAL PERTES DE CHARGE DANS CIRCUIT PRINCIPAL :

Pertes de charge singulière :

Tronçon B1 :

Pour équilibrer le réseau, il faut que la perte de charge dans B1 soit égale à celle dans BCDE3 soit d'après le tableau précédent : $p_{B1} = 9 + 19,75 + 35,47 = 64,22 \text{ Pa}$

$$\text{D'où l'équation : } 7 \times j_{B1} + 2,58 \times V_{B1}^2 = 64,22$$

Difficile à résoudre directement \Rightarrow travailler par itération :

Soit $V_{B1} = 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ (il faut $V < 6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$) :

Pour diminuer p_{B1} , il faudrait augmenter la section, donc l

p_{B1} est alors insuffisant mais il est toujours possible de l'augmenter pour atteindre 64,22 Pa, en ajoutant un ??? au niveau de la bouche de sortie. Le réglage sera fait pour atteindre l'équilibrage des 2 tronçons (B1 et BCDE3) (par mesure des débits sur place).

Tronçon C2 :

Il faut

On retiendra donc $l_{C2} = 0,35 \text{ m}$ avec un ??? au niveau de la sortie pour ajuster la perte de charge de C2 à la valeur 55,22 la.

$$\text{d avec } p_B + \mathbf{r} \cdot \frac{V_B^2}{2} = p_{atm} + \Delta p_{BD} \Rightarrow p_B - \mathbf{r} \cdot \frac{V_B^2}{2} = \Delta p_{BD}$$

$$\text{soit } \Delta p_V = \Delta p_{BD} = \Delta p_{BC} + \mathbf{r} \cdot \frac{V_C^2}{2}$$

et par la méthode des gains de pression statique :

$$\Delta p_V = p_B - p_A = p_{atm} - p_A \text{ puisque par cette méthode : } p_B = p_C = p_D = p_{atm}$$

$$\text{avec : } p_O = p_{atm} = p_A + \mathbf{r} \cdot \frac{V_A^2}{2} \Rightarrow p_A = p_{atm} - \mathbf{r} \cdot \frac{V_A^2}{2}$$

$$\text{soit : } \Delta p_V = \mathbf{r} \cdot \frac{V_A^2}{2}$$

4 EXERCICE D'APPLICATION

Soit le réseau ci-dessous où l'on impose des gaines rectangulaires en acier inox de hauteur h constante $h = 0,40$ m ; la largeur l variant de 5 en 5 cm. (contrainte de construction). Ce réseau sert au chauffage de bureaux. Dimensionnement des gaines et choix du ventilateur ?

- Coefficient de pertes de charge singulières :
- bouches de ventilation : $z = 3$
- ventilateur : $z = 0,7$
- coudes à angle droit : $z = 0,2$
- piquages : $z_1 = 1,3$ et $z_2 = 0$

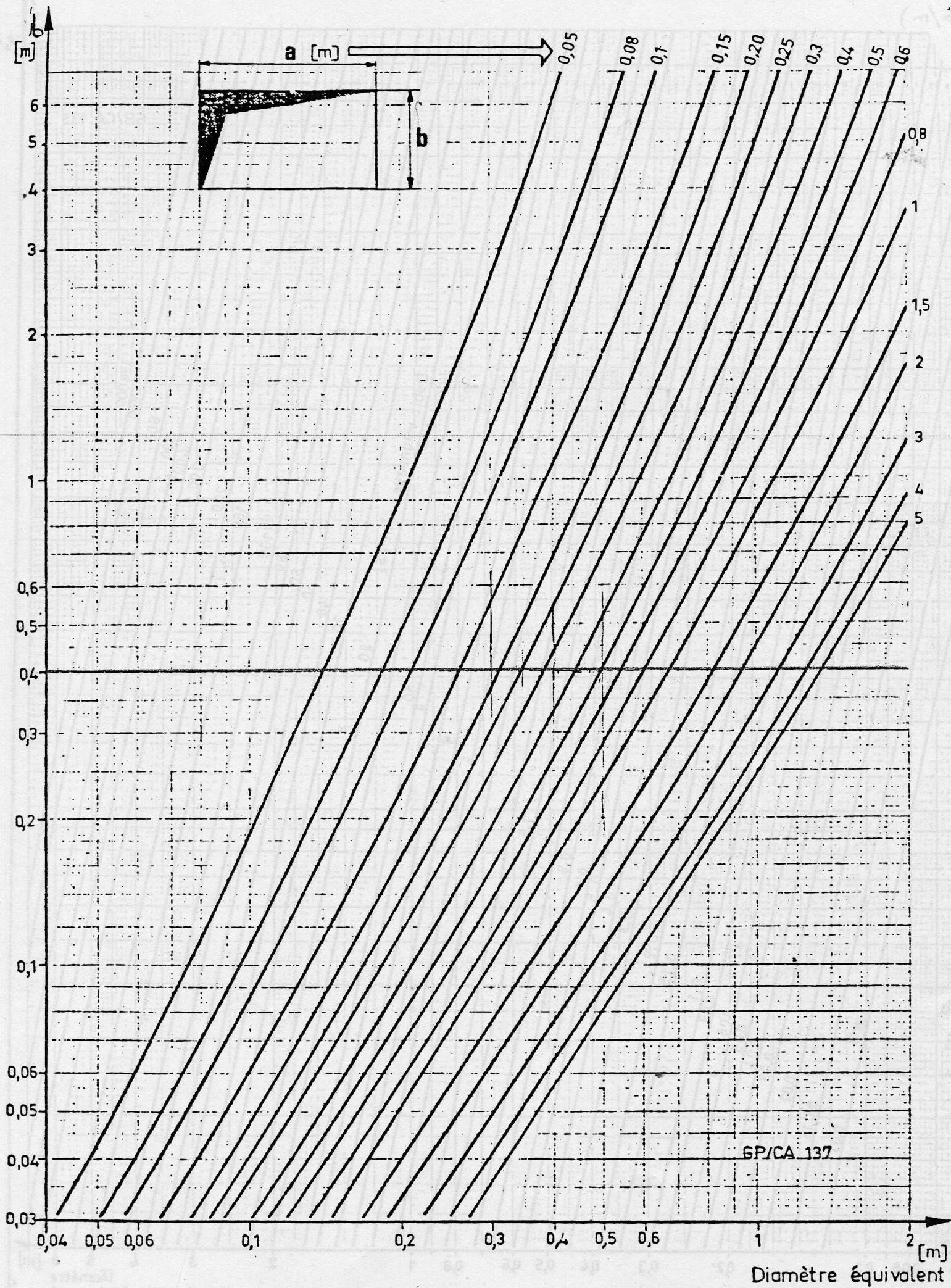


Fig. 3.3.p — Calcul du diamètre équivalent d'un conduit rectangulaire ou carré

(d'après documents Co.S.T.I.C.)

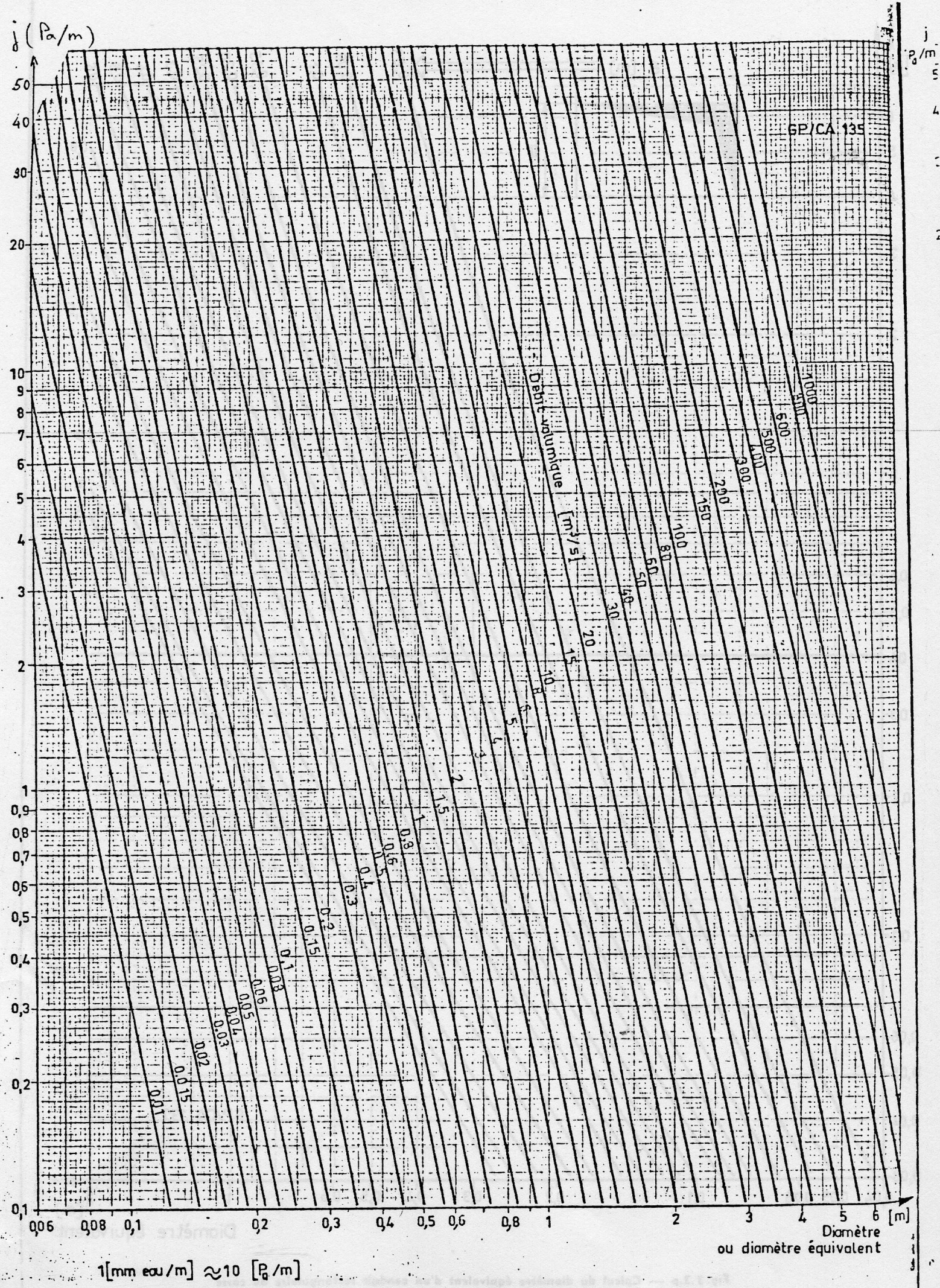


Fig. 3.3.n — Pertes de charge réparties des conduits rugueux (air à $T = 15^\circ\text{C}$, $P_{\text{abs}} = 101300 \text{ Pa}$)
(d'après documents Co.S.T.I.C.)

ETUDE DES SYSTEMES DE CHAUFFAGE

1- Dimensionnement des corps de chauffe

La quantité de chaleur à fournir par chaque corps de chauffe doit équilibrer les déperditions du local correspondant. Soit

$$D_p = [S_j(t.U.A)_i + S_k(t.y.L)_k + D_{R,local}].(T_i - T_e)$$

Cela signifie qu'il faut d'une part calculer les coefficients GV (ou BV ou C) mais, de plus, faire un calcul des déperditions D_p pièce par pièce.

Remarques :

Dans ce calcul on se place dans le cas le plus défavorable, c'est, à dire que l'on ne prend pas en compte d'apports solaire, et qu'on ne considère pas un coefficient $U_{jour-nuit}$, (comme pour le calcul réglementaire) pour les vitrages mais un coefficient U_{jour} .

$$D_{R,local} = 0,34.Q_{ve}$$

D_R : déperditions du local par renouvellement d'air en $W.K^{-1}$.

Q_{ve} : débit de renouvellement d'air en $m^3.h^{-1}$.

0,34 : chaleur volumique de l'air en $Wh.m^{-3}.K^{-1}$.

Q_{ve} est le débit d'entrée d'air neuf dans le local (=0 dans les pièces de service) + débit d'infiltration par perméabilité des murs extérieurs.

On dimensionnera en fait chaque corps de chauffe en majorant D_p , par un coefficient de surpuissance approprié, afin d'être en mesure d'accélérer la mise en chauffe du local après un arrêt prolongé de l'installation de chauffage.

La puissance à fournir par le corps de chauffe sera donc:

$$D = c.D_p \text{ avec } 1,2 < c < 1,3$$

T_e est la température extérieure de référence. Voir chapitre Etude d'une paroi.

$T_i = 18^\circ C$: pour habitat, bureaux, salles de classe
$15^\circ C$: locaux communs de circulation, gymnases
$21^\circ C$: douches collectives

Connaissant D il est alors facile de déterminer l'appareil à choisir sur un catalogue de constructeur.

Le calcul est alors terminé pour une installation où chaque corps de chauffe est indépendant.

Ex: Convecteur électrique.

Par contre ce calcul commence dans le cas du chauffage central à eau chaude. En effet il faudra, dans ce cas, déterminer:

- La puissance de la chaudière à installer
- Le type de distribution (réseau autoéquilibré ou non)
- Le diamètre des canalisations
- La puissance de la pompe de circulation
- éventuellement les divers réglages

2. INSTALLATION À EAU CHAUDE. SURFACE DE CHAUFFE

La quantité de chaleur cédée à l'air ambiant par un convecteur ou radiateur à eau chaude est fonction de la température moyenne de l'eau T_m dans le corps de chauffe.

$$D = U.A. (T_m - T_i) \quad (1)$$

$U [W.m^{-2}.K^{-1}]$: Coefficient de transmission de la chaleur du corps de chauffe à l'ambiance fonction de la nature du corps de chauffe et de l'écart $T_m - T_i$

$A [m^2]$: Surface de contact entre corps de chauffe et air ambiant

T_m [°C] : Température moyenne de l'eau dans le corps de chauffe.

T_i [°C] : Température résultante intérieure dans le local chauffé.

D [W] : Flux fourni par le corps de chauffe à l'ambiance

Le problème est que la température T_m n'est pas constante. Or les constructeurs donnent D pour des essais normalisés à un écart de température $(T_m - T_i)_n$ normalisé.

$(T_m - T_i)_n$ le plus souvent différent de $(T_m - T_i)_{réel}$. Pour trouver la valeur de D correspondant à la valeur de $(T_m - T_i)_{réel}$ il faut effectuer une correction en considérant que D est proportionnel à $(T_m - T_i)^m$ avec $m > 1$ pour tenir compte de l'influence de $T_m - T_i$ sur le coefficient U qui montre que D est proportionnel à $(T_m - T_i)^m$ et non à $(T_m - T_i)$.

$$\text{Soit : } D = D_n \cdot \left[\frac{T_m - T_i}{(T_m - T_i)_n} \right]^m \text{ avec } D_n = U_n \cdot A \cdot (T_m - T_i)_n$$

n : indice pour conditions d'essai normalisé.

m : coefficient de correction

Autre expression de D :

$$D = U_n \cdot A \cdot (T_m - T_i)_n \cdot \left[\frac{T_m - T_i}{(T_m - T_i)_n} \right]^m = U_n \cdot A \cdot (T_m - T_i)_n^{1-m} \cdot [T_m - T_i]^m$$

pouvant s'écrire : $D = U_n^* \cdot A \cdot (T_m - T_i)^m$ avec $U_n^* = U_n \cdot (T_m - T_i)_n^{1-m}$

Remarque :

Pour le calcul de A , on considère le cas le plus défavorable correspondant à D_{max} , c'est, à dire $(T_m)_{max}$. Le choix de $(T_m)_{max}$ dépend de la nature de la production de chaleur.

$(T_m)_{max} = 85^\circ\text{C}$ pour une chaudière classique à eau chaude

$(T_m)_{max} = 50^\circ\text{C}$ pour une chaudière à condensation

$(T_m)_{max} = 40^\circ\text{C}$ pour une pompe à chaleur...

On voit d'après (1) que plus $(T_m)_{max}$ diminue, plus il faudra augmenter A . C'est un élément à considérer lors du choix d'un système.

A N.1

Calculer à l'aide de (1) le nombre d'élément, nécessaire d'un radiateur Lamella pour les données suivantes:

- Température résultante intérieure 20°C
- Surface d'un élément $0,128 \text{ m}^2$
- Coefficient d'échange $U = 8,1 \text{ kcal/h/m}^2/^\circ\text{C}$
- Déperdition du local $D = 1,2 \cdot GV \cdot (T_i - T_e) = 3500 \text{ W}$
- Température d'entrée de l'eau dans le corps de chauffe $= 90^\circ\text{C}$
- Température de sortie de l'eau du corps de chauffe $= 70^\circ\text{C}$

Solution.

$$T_m = (90+70)/2 = 80^\circ\text{C}$$

$$U = 8,1 \times 4180 / 3600 = 9,41 \text{ W.m}^2.\text{K}^{-1}$$

$$D = U \cdot A \cdot (T_m - T_i) \text{ d'où}$$

$$A = \text{nbr.d'élément} \times 0,128 = 3500 / (9,41 \times (80-20))$$

Soit 49 éléments.

A.N.2

Pour le même corps de chauffe que précédemment et pour les mêmes besoins on ne dispose que de 70°C de température moyenne d'eau dans le corps de chauffe. Combien d'éléments sont alors nécessaires.

Le coefficient m vaut 1,4

Solution.

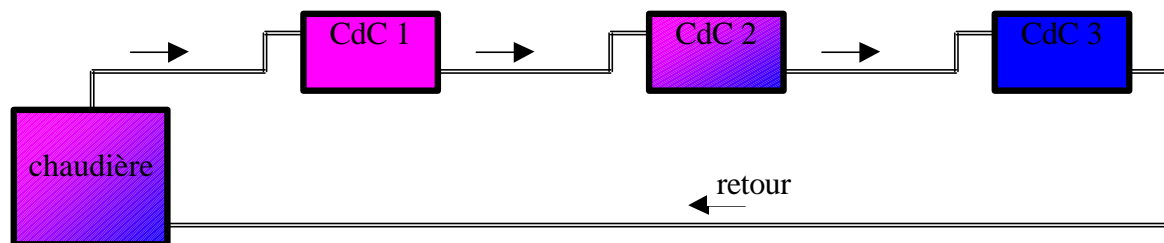
$$D = 3500 = 9,41 \times nbr \times 0,128 \times (80 - 20) \times \left[\frac{70 - 20}{80 - 20} \right]^{1,4}$$

d'où $nbr = 63$ éléments

3. LES RESEAUX ET CALCUL DES DEBITS

3.1 LES DIFFERENTS TYPES DE RESEAUX.

Monotube



Les corps de chauffe sont en série.

Coût d'installation peu élevé.

Pas de risque de sous alimentation en eau d'un des CdC. Alors que cela peut arriver en bitube.

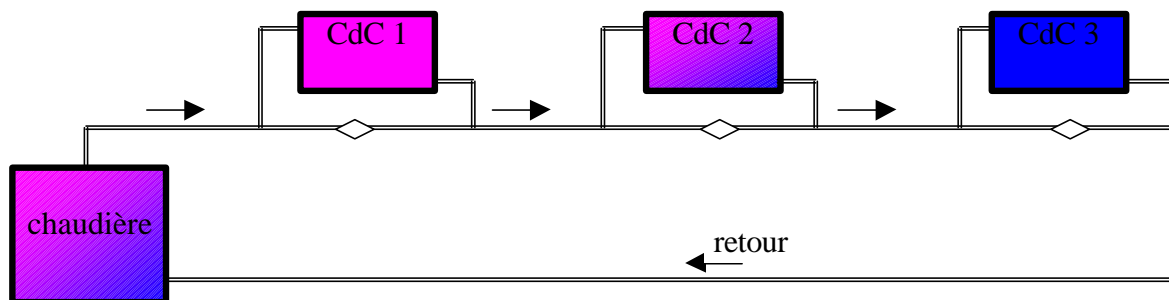
La température décroît dans les corps de chauffe: $T_3 < T_1$

Les corps de chauffe en bout de ligne doivent donc être surdimensionnés.

On ne peut arrêter un corps de chauffe ; Pour pouvoir arrêter un corps de chauffe il faut le bi-passer.

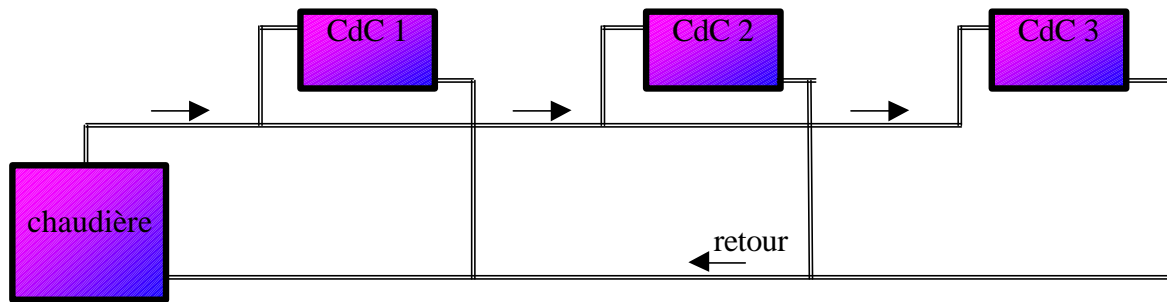
Voir ci-dessous.

Monotube bi-passé



Même remarque que précédemment. Il est à noter que l'arrêt d'un corps de chauffe ne modifie pas les débits dans les autres corps de chauffe. L'emploi de robinets thermostatiques de régulation ne modifiera pas les débits dans le reste de l'installation. Par contre son fonctionnement modifiera les températures à l'entrée des autres CdC.

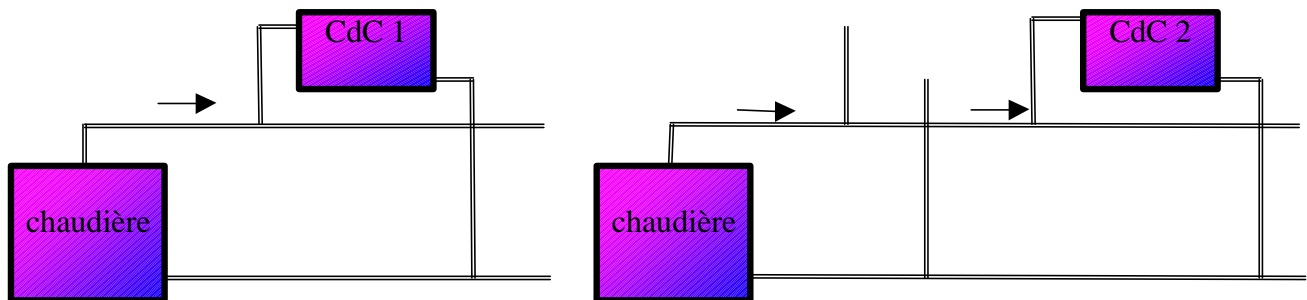
Bitube



L'avantage de ces systèmes est d'avoir une température à l'entrée de chaque corps de chauffe pratiquement constante. Pas de CdC froid en bout de ligne. Pas de modification des températures en cas de régulation par robinets thermostatiques.

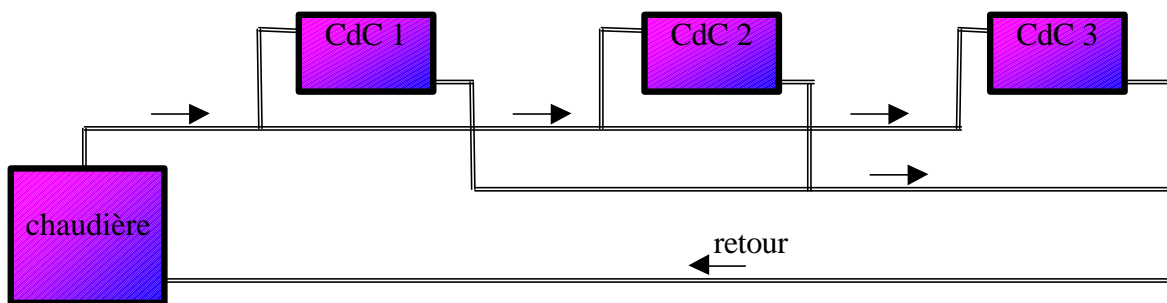
Par contre l'arrêt d'un corps de chauffe modifie les débits dans les autres, donc leur émission. C'est pourquoi l'usage systématique de robinets thermostatiques sur chaque corps de chauffe est peu indiqués dans les réseaux bitubes.

Dans les réseaux ci-dessus on remarque que les -trajets hydrauliques CH - CdC 1-CH et CH- CDC2 - CH sont très différents.



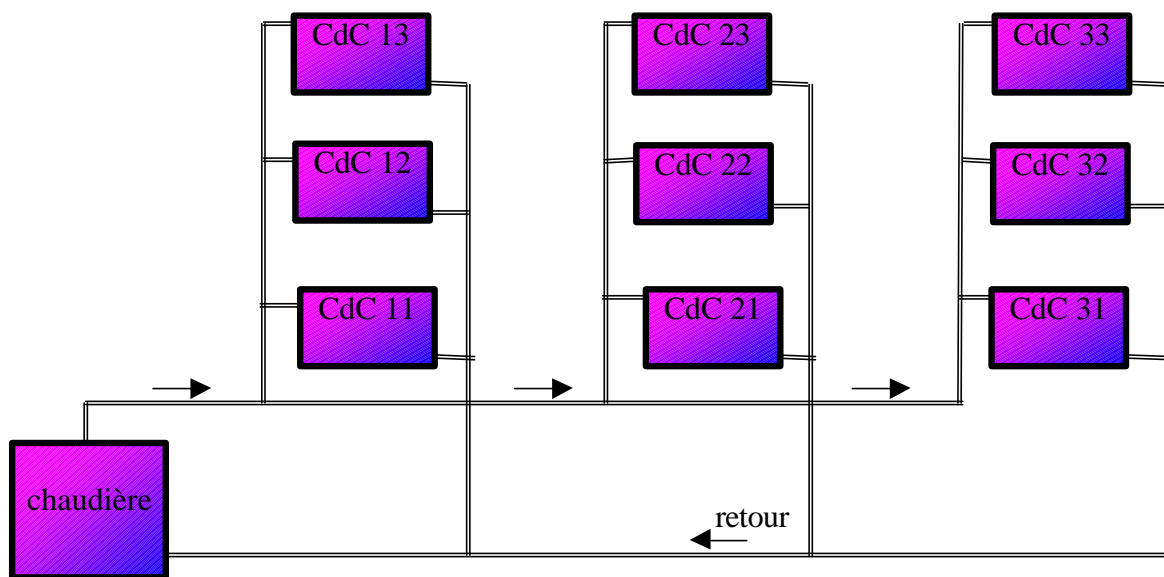
Les pertes de charge le long de ces circuits étant de canalisations différentes il passera, à diamètres identiques, plus de débits dans le 1^{er}. Il y a donc un problème d'équilibrage.

Boucle de Tichelmann (réseau autoéquilibré)

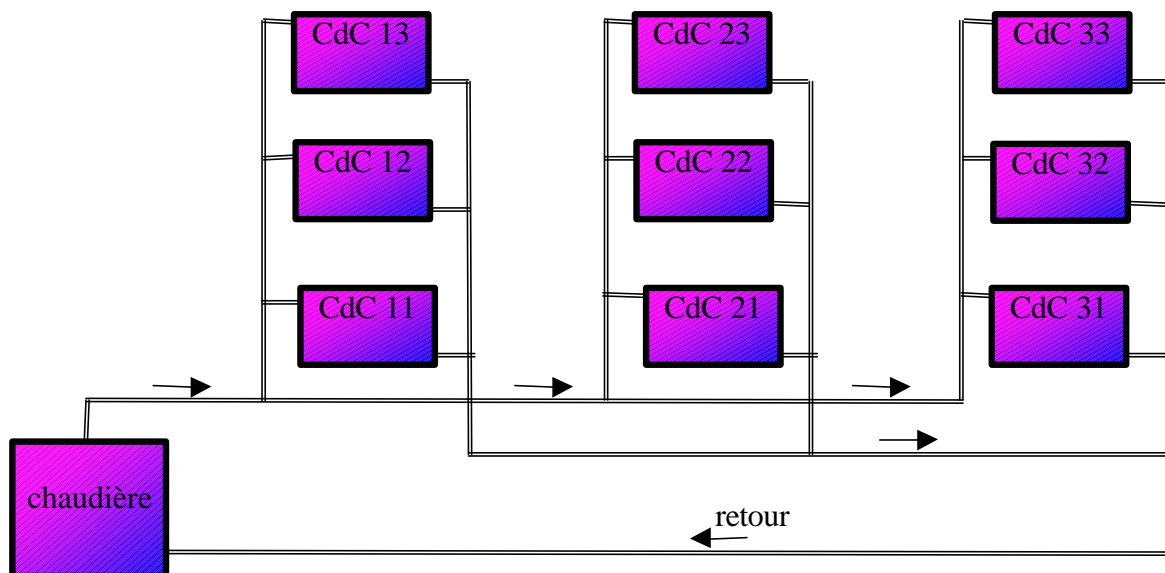


Dans ce cas les -trajets hydrauliques pour chaque corps de chauffe sont identiques. Le réseau est autoéquilibré.

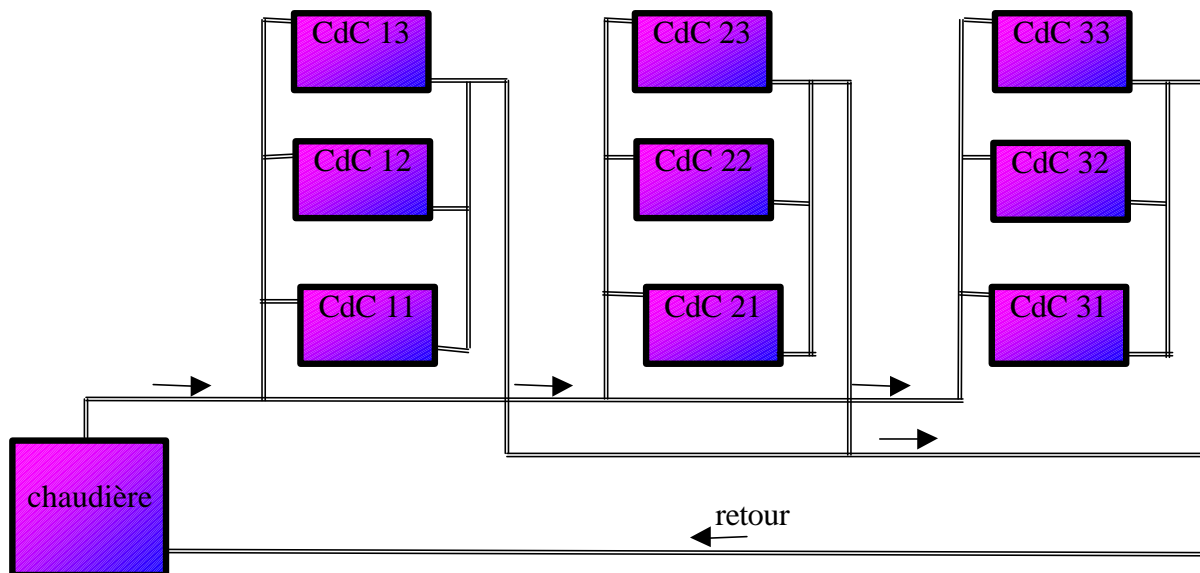
Exemples avec des colonnes montantes. Réseau bitube.



Réseau autoéquilibré entre colonnes



Réseau autoéquilibré entre colonnes et dans les colonnes



On voit que l'autoéquilibrage à tout niveau conduit à une augmentation de la longueur des conduits donc à un surcoût. C'est pourquoi on préfère souvent partir de montage non autoéquilibrés, dimensionner les diamètres de manière à réduire les écarts de perte de charge entre chaque circuit (cf. paragraphe 4) et prévoir des vannes d'ajustage (notamment en pieds de colonne pour équilibrer les colonnes montantes) pour combler les écarts inévitables entre calculs théoriques et situation réelle.

3.2 CALCUL DES DÉBITS

Quantité de chaleur cédée par le corps de chauffe

$$D = D_n \cdot \left[\frac{T_m - T_i}{(T_m - T_i)_n} \right]^m = U_n \cdot A \cdot (T_m - T_i)_n \cdot \left[\frac{T_m - T_i}{(T_m - T_i)_n} \right]^m$$

$$D = U_n \cdot A \cdot (T_m - T_i)_n^{1-m} \cdot (T_m - T_i)^m = U_n^* \cdot A \cdot (T_m - T_i)^m$$

avec :

- D : quantité de chaleur cédée par le CdC [W]
- n : indice pour les conditions normalisées
- m : exposant de correction
- U : coefficient de transmission [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
- A : surface d'échange entre le CdC et l'ambiance [m^2]
- T_m : température moyenne du CdC [$^{\circ}\text{C}$]
- T_i : température résultante du local chauffé [$^{\circ}\text{C}$]

Quantité de chaleur cédée par l'eau

$$D' = q_m \cdot c \cdot (T_e - T_s) = q_v \cdot r \cdot c \cdot (T_e - T_s)$$

avec :

- q_m : débit massique de l'eau dans le CdC [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]
- q_v : débit volumique de l'eau dans le CdC [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]
- T_e : température de l'eau à l'entrée du CdC [$^{\circ}\text{C}$]
- T_s : température de l'eau à la sortie du CdC [$^{\circ}\text{C}$]
- r : masse volumique de l'eau [$1\,000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
- c : chaleur massique de l'eau [$4\,180 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

Quantité de chaleur perdue par la pièce.

$$D'' = G_v \cdot (T_{int} - T_{ext})$$

avec :

- G_v : coefficient de déperdition de la pièce [$\text{W} \cdot \text{K}^{-1}$]
- T_{int} : température résultante dans le local chauffé [$^{\circ}\text{C}$]
- T_{ext} : température extérieure [$^{\circ}\text{C}$]

Calcul du débit dans le Corps de Chauffe.

$$D' = D'' \text{ donc } q_v \cdot r \cdot c \cdot (T_e - T_s) = G_v \cdot (T_{int} - T_{ext})$$

$$q_v = \frac{G_v \cdot (T_{int} - T_{ext})}{r \cdot c \cdot (T_e - T_s)}$$

Si on exprime: q_v en litre/heure et G_v en $\text{W} \cdot \text{K}^{-1}$ alors

$$q_v = 0,86 \times \frac{G_v \cdot (T_{int} - T_{ext})}{(T_e - T_s)}$$

On remarque que plus grand est l'écart de température $T_e - T_s$ entre l'entrée et la sortie du corps de chauffe, plus petit est le débit. Les pertes de charges diminuent ainsi que la puissance de la pompe de circulation. Mais pour une température de sortie de la chaudière donnée, si $T_e - T_s$ augmente, la température de sortie du CdC T_s diminue, ce qui entraîne aussi une diminution de la température moyenne $T_m = (T_e + T_i)/2$ et donc une augmentation nécessaire de la surface A du CdC (cf. paragraphe 2).

Il existe un compromis économique, en général $T_e - T_s = 15$ à 20 °C

4. PERTES DE CHARGE. F DES CANALISATIONS ET POMPE DE CIRCULATION

PERTES DE CHARGE.

On distingue les pertes de charge linéiques des pertes de charge singulières.

Les pertes de charge linéiques j [mmCE] seront limitées en choisissant des canalisations d'un diamètre suffisant, mais pour limiter l'investissement on choisira des diamètres f tels que $j = 10$ à 15 mmCE/mètre de canalisation (compromis entre la puissance consommée par les pompes qui augmente si f diminue et l'investissement si f augmente).

On utilise pour cela des abaques. Voir par exemple l'abaque: Tube acier. Eau à 80°C.

Ceci obligera à réduire progressivement la section des tronçons au fur et à mesure que l'on s'éloigne de la chaudière, puisque les débits diminuent aussi. Le dimensionnement de tous les tubes de réseau se fera de telle manière que la perte de charge de chaque circuit défini par la chaudière et chaque corps de chauffe soit la même. On ajoutera cependant un organe de réglage pour ajuster exactement le débit calculé.

Diamètres des tubes acier:

int / ext [mm]	15/21	20/27	26/34	33/42	40/49	50/60
----------------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

Pertes de charges singulières. Elles sont caractérisées par un coefficient de singularité ζ (voir abaques). La perte de charge s'exprime alors sous la forme:

$$\Delta p = z \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Les principales pertes de charges singulières sont dues à:

- La chaudière
- Les corps de chauffe
- Les coudes, Tés, Vannes. . .

Loi des Mailles; Le long d'un parcours orienté et fermé, la somme algébrique des pertes de charge dans ce parcours est nulle.

POMPE DE CIRCULATION.

Le choix de la pompe se fait en fonction:

- du débit total qui circule dans la chaudière $Q = \sum q_i$ avec q_i le débit qui circule dans chaque corps de chauffe
- de la perte de charge totale Dp , somme des pertes de charge linéiques et singulières du circuit le plus défavorisé (Circuit allant de la chaudière au corps de chauffe le plus éloigné). Comme dans tout circuit fermé cette perte de charge doit être égale à la hauteur manométrique de la pompe.

VASE D'EXPANSION

Il permet la libre dilatation de l'eau contenue dans l'installation.

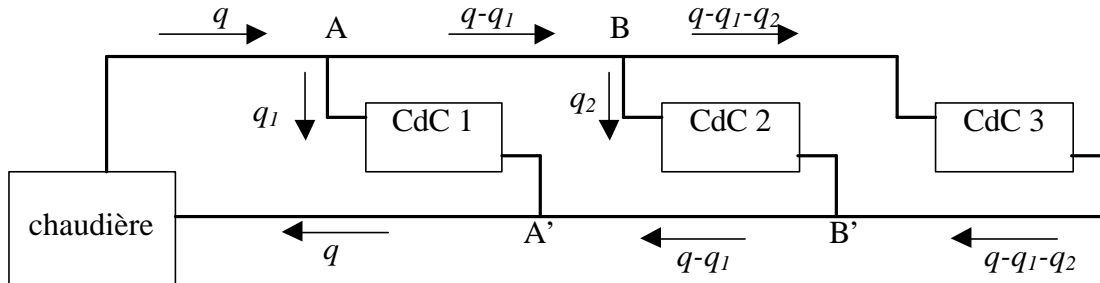
5. APPLICATION

1 RÉSEAU BITUBE

Soit un bâtiment comprenant 3 pièces.

Les déperditions de chaque pièce sont: $DP_i + DR_i = 840 \text{ W.K}^{-1}$.

On choisit une distribution par réseau bitube



La température intérieure est 19°C

La température extérieure de base est -10°C

La température d'entrée de l'eau dans le corps de chauffe est 90°C

La température de sortie de l'eau du corps de chauffe est 70°C

Choix des corps de chauffe.

Pour chaque pièce $D = (DP + DR) \cdot (T_i - T_{ext}) = 840 \times (19 + 10) = 24\,360 \text{ W}$

Coefficient de surpuissance 1,2

Puissance nécessaire $1,2 \times 24\,360 = 29\,232 \text{ W}$ soit 30 kW

Choix d'après catalogue constructeur.

Débit dans les corps de chauffe

$D = q_m \cdot c \cdot (T_e - T_s)$ soit $30\,000 = q_m \times 4\,180 \times (90 - 70)$

d'où $q_m = 0,359 \text{ kg/s}$ ou $1\,290 \text{ l/h}$

Choix du diamètre des canalisations en limitant la perte de charge linéique d'après abaque, (ou en limitant la vitesse à $0,7 \text{ m.s}^{-1}$).

Les longueurs de chaque tronçon sont données.

Le volume d'eau contenue dans les canalisations est nécessaire pour choisir un vase d'expansion.

La vitesse est calculée à partir du débit et de la section de la canalisation:

vitesse = débit volumique/section.

tronçon	débit [l.h ⁻¹]	diam [mm]	longueur [m]	volume [l]	vitesse [m.s ⁻¹]	j [mm _{CE}]
Ch-A	3 870	50	30	58,8	0,55	5
A-B	2 580	40	30	37,8	0,57	7
A-CdC1-A'	1 290	26	30	15,9	0,67	16
B-CdC2-B'	1 290	26	30	15,9	0,67	16
B-CdC3-B'	1 290	26	30	15,9	0,67	16
B'-A'	2 580	40	30	37,8	0,57	7
A'-Ch	3 870	50	30	58,8	0,55	5

Volume total : 240,9 litres

Vase d'expansion

La contenance totale de l'installation est donc:

Canalisations 241 l

Corps de chauffe $3 \times 100 \text{ l}$

Chaudière 50 l

Total 591 litres.

Ce qui permet de choisir le vase d'expansion.

Chaudière

La chaudière aura une puissance de 90 kW et fournira de l'eau à 90°C..

Pompe de circulation et Equilibrage.

On donne les pertes de charge singulières suivantes

coeff. z	organe
1	coude
3	té
10	ensemble chaufferie
20	branchement CdC (branchement+robinet+résistance propre)

	circuit	diam [mm]	longueur [m]	vitesse [m.s ⁻¹]	z	j [mm _{CE} .m ⁻¹]	Dp [mm _{CE}]
1	Ch-A	50	30	0,55	10+1		
	A-CdC1-A'	26	30	0,67	3+20+3		
	A'-Ch	50	30	0,55	1		
2	Ch-A	50	30	0,55	10+1		
	A-B	40	30	0,57	3		
	B-CdC2-B'	26	30	0,67	3+20+3		
	B'-A'	40	30	0,57	3		
	A'-Ch	50	30	0,55	1		
3	Ch-A	idem	idem	idem	idem		
	A-B						
	B-CdC3-B'						
	B'-A'						
	A'-Ch						

RÉSEAU MONOTUBE.

Chaque corps de chauffe a une puissance de 5 kw.

La chute de température dans chaque corps de chauffe est 15°C

On néglige les chutes de température le long des canalisations

Température de l'eau à la sortie de la chaudière 90°C

Dans ce cas le dimensionnement des tronçons se fera en équilibrant les pertes de charge dans les tronçons (ex: Même perte dans A-CCI-B et AB direct). Un organe de réglage, diaphragme, sera placé en A et C pour ajuster exactement les débits.

Le calcul de la surface des corps de chauffe se fait en prenant en compte la température moyenne de chaque CdC.

On calcule la température à l'entrée de chaque CdC avec le bilan enthalpique suivant:

Exemple au point B.

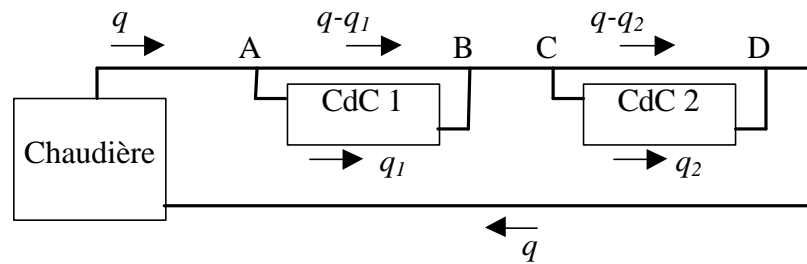
$$r \cdot c \cdot q_1 \cdot T_{s1} + r \cdot c \cdot (q - q_1) \cdot T_{e1} = H_e$$

$$r \cdot c \cdot q \cdot T_{e2} = H_s$$

$$H_e = H_s \text{ d'où } q_1 \cdot T_{s1} + (q - q_1) \cdot T_{e1} = q \cdot T_{e2}$$

$$\text{et } T_{e2} = \frac{q_1 \cdot T_{s1} + (q - q_1) \cdot T_{e1}}{q}$$

$$\text{ou } T_{e2} = T_{e1} - \frac{q_1}{q} \cdot [T_{e1} - T_{s1}] \text{ avec } \frac{q_1}{q} = \mathbf{a} \text{ facteur d'alimentation } (0 < \mathbf{a} < 1)$$



tronçon	débit [l.h ⁻¹]	diam. [mm]	longueur [m]	volume [litres]	vitesse [m.s ⁻¹]
Ch-A			5		
A-B			2		
A-CdC1-B			1		
B-C			5		
C-D			2		
C-CdC2-D			1		
D-Ch			30		

3. RÉHABILITATION

Par des travaux de réhabilitation, on divise le coefficient G_V d'une habitation par 2,6.

En supposant que 'cette réduction se traduit par une réduction dans la même proportion des déperditions totales de chaque pièce, donner une expression littérale de la nouvelle température moyenne T_m' d'un corps de chauffe en fonction de l'ancienne T_m , et en fonction de la température ambiante désirée T_i et de m coefficient caractéristique du CdC.

$$\text{AN : } T_i = 19^\circ\text{C} ; m = 1,3 ; T_m = 80^\circ\text{C}$$

Solution:

$$D = K_n^* \cdot (T_m - T_i)^m \text{ avant réhabilitation}$$

$$D' = K_n^* \cdot (T_m' - T_i)^m \text{ après réhabilitation}$$

$$\frac{D'}{D} = \left[\frac{T_m' - T_i}{T_m - T_i} \right]^m = 1/2,6$$

$$\text{d'où } T_m' = T_i + \left[\frac{(T_m - T_i)^m}{2,6} \right]^{1/m} = T_i + \frac{T_m - T_i}{2,6^{1/m}}$$

$$\text{soit } T_m' = 48^\circ\text{C}$$

Si avant la réhabilitation, la chaudière était classique, on pourrait envisager de la remplacer par une chaudière à condensation sans modifier le système de distribution.

Calcul d'un Réseau de Chauffage Bitube

Une chaufferie située dans le vide sanitaire d'un immeuble (celui qui fut étudié lors des séances de TD précédentes) alimente un réseau de chauffage sur 3 étages (cf annexes).

1- Faire le tracé des collecteurs horizontaux en vide sanitaire dans les deux cas suivants:

- Le branchement des colonnes est en chandelle.
- Le branchement des colonnes est en boucle de Tichelmann.

2- Dimensionner le réseau dans le cas du branchement chandelle.

La valeur des diamètres. Les tubes sont en acier et leur diamètres sont à choisir dans la série suivante: 15/21 ; 20/27 ; 26/34 ; 33/42 ; 40/44

tronçon	débit [l.h ⁻¹]	diamètre [mm]	longueur [m]	volume [litres]	vitesse [m.s ⁻¹]

Les caractéristiques des radiateurs du type « Lamella 1207 » : hauteur = 700 mm ; volume d'un élément = 0,44 l (cf. annexe)

Corps de chauffe	puissance [W]	nbre éléments	longueur [m]	volume [litres]	Nbre total

La puissance de la chaudière

Le type du vase d'expansion

Les caractéristiques du circulateur

circuit	débit [l.h ⁻¹]	diamètre [mm]	longueur [m]	vitesse [m.s ⁻¹]	ζ	j [mm _{CE} .m ⁻¹]	J [mm _{CE}]

3- Equilibrer l'installation en indiquant les pertes de charge à créer en pied de colonne et éventuellement au niveau de chaque radiateur.

Données pour le Calcul des Pertes de Charge.

- La régulation au niveau de la chaudière est faite par une vanne trois voies dont la perte de charge est estimée à 0,5m CE.

- On prendra:

$z = 10$ pour l'ensemble chaufferie.

$z = 6$ pour les traverses de dalle entre 2 étages.

$z = 6$ pour les tronçons de vide sanitaire entre 2 piquages (tube aller et tube retour)

$z = 14$ pour chaque pied de colonne pourvu d'un robinet d'équilibrage.

$z = 15$ pour le branchement d'un radiateur (tés de branchement + robinet + résistance du radiateur)

Annexes.

Pertes de charge singulières et linéiques

Plan d'installation des colonnes montantes

Détails des colonnes montantes

Caractéristiques des Corps de Chauffe

Caractéristiques des Vases d'expansion

Caractéristiques des Pompes de circulation

CONDENSATION EN SURFACE ET DANS LA MASSE

1 Rappels sur l'air humide

L'air ambiant n'est jamais parfaitement sec ; il contient toujours une certaine quantité d'eau.

$$\text{Air Humide} = \text{Air Sec} + \text{Vapeur d'Eau}$$

A pression atmosphérique, l'air ne peut absorber qu'une certaine quantité de vapeur d'eau (limite de saturation) au-delà, l'excès de vapeur d'eau est susceptible de se transformer en liquide donc de se condenser. Etudions l'équilibre (air sec, vapeur d'eau) et définissons les grandeurs permettant de quantifier la teneur en eau de l'air.

1.1. Pression partielle de vapeur p_v .

Dans un mélange, c'est la pression d'un des composants du mélange ; elle est égale à la pression qu'aurait ce composant s'il occupait seul, dans les mêmes conditions, tout le volume occupé par le mélange. La pression du mélange est la somme des pressions partielles de chacun des composants.

Pour l'air humide, la pression atmosphérique est la somme des pressions partielles de l'air sec et de la vapeur d'eau.

A saturation, on a la pression partielle de vapeur saturante $p_{v,sat}$.

1.2. Humidité spécifique r^s .

C'est la masse de vapeur d'eau contenu dans un volume contenant 1 kg d'air sec ; s'exprime en $\text{kg}_{\text{vap}}/\text{kg}_{\text{air sec}}$.

A saturation, on a l'humidité spécifique saturante r^s_{sat} .

1.3. Humidité relative ψ .

Proportion de vapeur d'eau contenue dans l'air humide relativement à la saturation :

$$\psi = \frac{p_v}{p_{v,sat}} = \frac{r^s}{r^s_{sat}}$$

A saturation, on a $\psi = 1$.

1.4. Température de rosée T_r .

Pour une humidité spécifique donnée, c'est la température limite en-dessous de laquelle apparaît la condensation.

1.5. Humidité d'un local : bilan

Pour un local ventilé dans lequel il y a production de vapeur, l'humidité est fonction de ces 2 paramètres ; elle peut se déterminer en faisant un bilan de vapeur en régime stationnaire :

$$\text{vapeur entrante} + \text{vapeur produite} = \text{vapeur sortante}$$

Le débit de renouvellement d'air s'écrit généralement sous la forme de débit volumique :

$$q_{v,e} = \frac{q_{m,e}}{v_e^s}$$

Avec : v^s : volume spécifique de l'air extérieur ($\text{m}^3 \cdot \text{kg}_{\text{as}}^{-1}$).

$q_{m,e}$ = débit massique d'air sec entrant ($\text{kg}_{\text{as}} \cdot \text{h}^{-1}$) (identique au débit massique sortant)

$q_{v,e}$ = débit volumique d'air humide entrant ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)

La quantité de vapeur entrant est : $r_e^s \cdot q_{m,e}$

La quantité de vapeur sortant est : $r_i^s \cdot q_{m,e}$

La production de vapeur est : W ($\text{kg}_{\text{vap}} \cdot \text{h}^{-1}$)

L'humidité absolue de l'air intérieur s'écrit alors :

$$r_i^s = r_e^s + \frac{W}{q_{m,e}}$$

$r_{s,i}$: humidité absolue de l'air intérieur en $\text{kg}_{\text{vap}} \cdot \text{kg}_{\text{as}}^{-1}$

$r_{s,e}$: humidité absolue de l'air extérieur en $\text{kg}_{\text{vap}} \cdot \text{kg}_{\text{as}}^{-1}$

On exprime souvent aussi ce débit de renouvellement par rapport au volume du local, ce qui donne le nombre de fois où l'air du local est totalement renouvelé en 1 heure : $n = \frac{q_{v,e}}{\text{volume}}$, ce qui permet d'établir les ratios :

$2 < W/n < 5$ dans les locaux normalement occupés

$W/n \approx 7,5$ si sur-occupés ou mal ventilés

$W/n \approx 10$ pour un local très humide

1.6. Mécanisme physique.

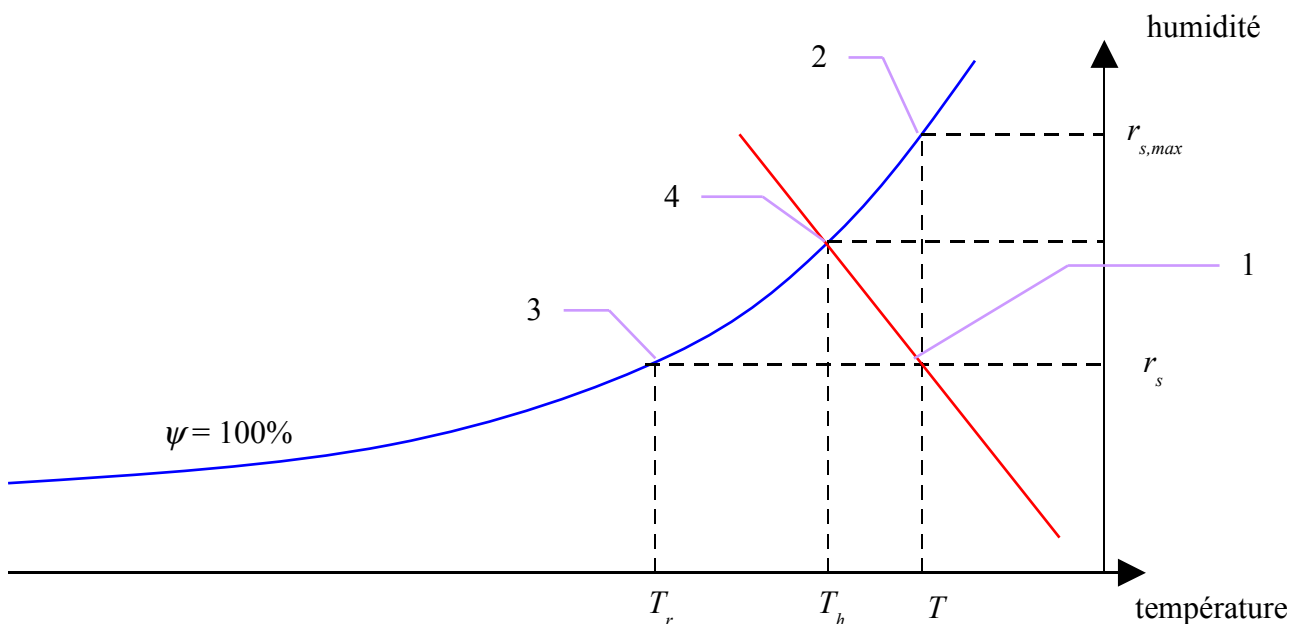
Tant que la pression partielle (p_v) des molécules de vapeur d'eau n'est pas trop élevée, il existe un équilibre stable du composé *Air sec + Vapeur*. Cette pression partielle peut augmenter si la proportion de vapeur d'eau augmente.

Si cette pression partielle devient trop élevée et atteint une valeur appelée pression de vapeur saturante ($p_{v,sat}$), alors l'équilibre se rompt et la vapeur d'eau se condense.

La pression de vapeur saturante dépend de la température : plus la température est élevée (plus l'état d'agitation des molécules est intense) plus l'air humide peut contenir de molécules de H_2O en équilibre et donc plus la pression de vapeur saturante est élevée.

Si $p_v < p_{v,sat}$, il n'y a donc pas de risque de condensation.

L'étude des caractéristiques de l'air humide se fait le plus souvent à l'aide du diagramme de l'air humide.



Si le point 1 représente l'air humide considéré (température T ; humidité spécifique r_s), le point 2 correspond la limite maximale de vapeur d'eau pouvant être contenue dans l'air à cette même température ($r_{s,max}$).

Le point 3 correspond au refroidissement maxi possible sans condensation, la température de rosée (T_r).

Le point 4 correspond à la saturation atteinte par injection de gouttelettes d'eau. Ce procédé permet de refroidir sans dépense d'énergie (température humide T_h à enthalpie constante).

Au vu de ce diagramme de l'air humide, on remarque que l'on peut atteindre le risque de condensation essentiellement de trois manières :

En augmentant la quantité de vapeur d'eau, c'est, à dire r_s , pour atteindre le point 2 défini par $\psi=100\%$. Cela correspondrait au cas d'une production de vapeur d'eau dans une pièce maintenue à température constante.

En diminuant la température T , tout en conservant r_s constant. On atteint alors la température de rosée au point 3. C'est le point de rosée, cela correspond à la condensation de l'air humide sur les parois froides d'un même local.

En pulvérisant des gouttelettes d'eau dans l'air humide : Ces gouttelettes doivent se transformer en vapeur pour se mêler à l'air humide. Elles absorbent donc de l'énergie à l'air ambiant dont la température sèche baisse. On atteint alors le point 4, tel que la transformation de 1 à 4 se fait par transfert de chaleur sensible (abaissement de la température sèche de l'air) en chaleur latente (vaporisation des gouttelettes et donc augmentation du r_s de l'air). Ce point est défini par sa température T_h appelée Température Humide de l'air, toujours inférieure à sa température sèche T

saturation en fonction de la température

T (°C)	$p_{v,s}$ Pa	r_s^s (g _{vap} .kg _{as} ⁻¹)		T (°C)	$p_{v,s}$ Pa	r_s^s (g _{vap} .kg _{as} ⁻¹)
-10	260	1,60		11	1 312	8,16
-9	284	1,75		12	1402	8,72
-8	309	1,90		13	1497	9,32
-7	337	2,07		14	1598	9,96
-6	368	2,26		15	1704	10,6
-5	401	2,47		16	1817	11,4
-4	437	2,67		17	1937	12,1
-3	476	2,93		18	2063	12,9
-2	517	3,18		19	2197	13,8
-1	563	3,47		20	2337	14,7
0	611	3,77		21	2486	15,6
1	657	4,06		22	2643	16,6
2	705	4,36		23	2809	17,7
3	758	4,68		24	2983	18,9
4	813	5,03		25	3166	20,1
5	872	5,40		26	3360	21,3
6	934	5,79		27	3564	22,7
7	1001	6,21		28	3779	24,1
8	1073	6,65		29	4004	25,5
9	1148	7,12		30	4242	27,2
10	1227	7,62		35	5622	36,5

2 Risque de condensation

L'étude des profils de température des différentes parois (voir chapitre "Etude d'une paroi.") montrent que:

La paroi intérieure est, en général et en hiver, à une température inférieure à celle de l'ambiance.

Les variations de température dans la masse peuvent être brutale.

Deux phénomènes peuvent donc produire :

La température de surface dans une paroi d'un local chauffé est plus basse que celle de l'ambiance intérieure d'où possibilité de condensation en surface.

La température dans une paroi varie dans l'épaisseur d'où possibilité de condensation dans la masse.

Les conséquences de ces condensations sont d'ordre:

pathologique : humidification des papiers peints, moisissures dans les angles, dans les placards, déformation des planchers de bois, fantômes aux murs et plafonds, cloquages des revêtements...

économique : la conductivité des matériaux est très sensible à l'humidité (λ augmente, cf. chap **technologie des matériaux**). La consommation d'énergie en dépend donc aussi.

Pour éviter les risques de condensation, il faut:

Ventiler suffisamment pour diminuer la valeur de r_s en injectant de l'air ayant une humidité spécifique plus faible dans la pièce. Voir à ce sujet le chapitre **Ventilation**.

Eviter les températures de surfaces de parois trop basses, soit un bon coefficient K pour les parois .

A titre d'exemple, on peut observer les risques de condensation de la vapeur d'eau en fonction justement, de:

la production de vapeur
la ventilation

3 Condensation en surface

Pour étudier le risque de condensation en surface, il faut déterminer si la température de surface intérieure de la paroi est inférieure à la température de rosée de l'air intérieur. Si c'est le cas, ce risque existe. Il faut donc procéder à un calcul thermique pour déterminer cette température de surface, identique à celui utilisé pour déterminer le profil de température dans une paroi (calculs de résistance, densité de flux, températures d'interfaces). Puis déterminer la température de rosée de l'air ambiant en calculant son humidité spécifique. Cette humidité spécifique est le résultat d'un bilan de transfert de vapeur dans le local :

Reprenons les parois étudiées dans le chapitre "**Etude d'une paroi. Coefficient K**".

Questions :

Si la température intérieure est 19 °C et la température extérieure de -10 °C.

Si l'humidité relative intérieure est de 60%.

Quelle est la température de rosée et y aura-t-il condensation sur les surfaces intérieures des parois ?

S'il y a condensation pour $\psi=60\%$ quelle devrait être la valeur de ψ pour qu'il n'y ait pas condensation ?

Cas du mur en maçonnerie à isolation par l'intérieur.

Cas du double vitrage.

Cas du simple vitrage.

On étudie les possibilités de condensation en surface d'un local dans les conditions suivantes :
local de 30 m³

air extérieur : $T_e = 5^\circ\text{C}$, $\psi_e = 60\%$

température intérieure du local : $T_i = 20^\circ\text{C}$

humidité relative à l'intérieur du local : ψ_i

température de rosée : T_r

coefficient de transmission surfacique des parois donnant sur l'extérieur : U_{paroi}

Déterminer la valeur maximale de U_{paroi} pour qu'il n'y ait pas de condensation superficielle dans les d'occupation et de ventilation suivants :

	30 m ³ .h ⁻¹	15 m ³ .h ⁻¹	7,5 m ³ .h ⁻¹
inoccupé $W = 0 \text{ g}_{\text{vap}}.\text{h}^{-1}$			
2 personnes au repos $W = 40 \text{ g}_{\text{vap}}.\text{h}^{-1}$			
2 personnes actives $W = 70 \text{ g}_{\text{vap}}.\text{h}^{-1}$			

On calcule d'abord l'humidité spécifique intérieure :

$$r_{s,i} = r_{s,e} + \frac{h_e^s \cdot W}{Q}$$

A partir de l'humidité intérieure $r_{s,i}$ et de la température de l'air intérieur T_i , la lecture du diagramme de l'air humide permet d'établir l'humidité relative intérieure ψ_i et la température de rosée T_r .

Le flux thermique traversant la paroi peut s'écrire de 2 façons : $\phi = U_g \cdot (T_i - T_e) = h_i \cdot (T_i - T_{s,i})$

avec :	U_g : coefficient global d'échange de la paroi h_i : coefficient d'échange superficiel intérieur $T_{s,i}$: température superficielle intérieure de la paroi
--------	---

Pour éviter toute condensation, on doit avoir $T_{s,i} > T_r$ soit $(T_i - T_{s,i}) < (T_i - T_r)$

en réutilisant l'équation du flux : $U_g \cdot (T_i - T_e) < h_i \cdot (T_i - T_r)$ on doit donc avoir :

$$U_g < h_i \cdot \frac{T_i - T_r}{T_i - T_e} \text{ avec } \frac{1}{U_g} = r_g = r_{s,i} + r_{s,e} + r_{paroi}$$

$r_{s,i}$ et $r_{s,e}$: résistances superficielles intérieure et extérieure

r_{paroi} : résistance de conduction de la paroi

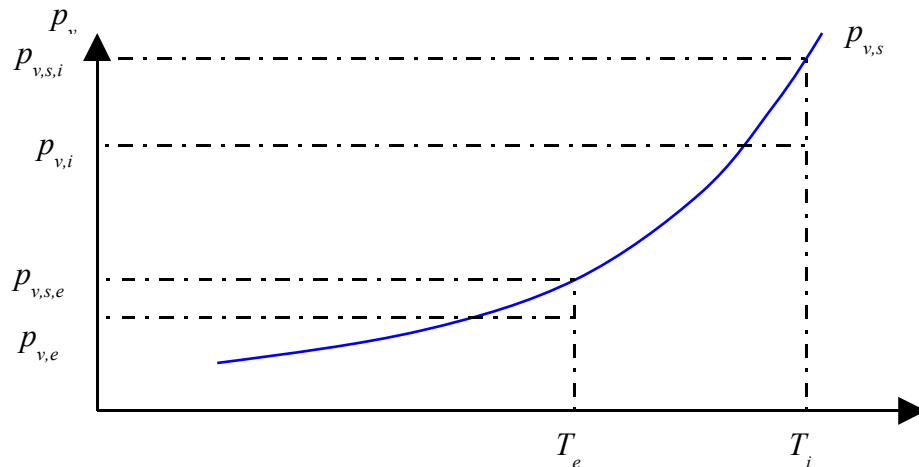
soit : $\frac{1}{U_g} = r_{s,i} + r_{s,e} + r_{paroi} > r_{s,i} \cdot \frac{T_i - T_e}{T_i - T_r}$ et donc

$$r_{paroi} > r_{s,i} \cdot \frac{T_i - T_e}{T_i - T_r} - r_{s,i} - r_{s,e}$$

	30 m ³ .h ⁻¹	15 m ³ .h ⁻¹	7,5 m ³ .h ⁻¹
inoccupé $W = 0 \text{ g}_{\text{vap}}.\text{h}^{-1}$	$\psi_i = 22\%$ et $T_r = -2^\circ\text{C}$ $U_{paroi} = 13,3 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ pas de condensation	$\psi_i = 22\%$ et $T_r = -2^\circ\text{C}$ $U_{paroi} = 13,3 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ pas de condensation	$\psi_i = 22\%$ et $T_r = -2^\circ\text{C}$ $U_{paroi} = 13,3 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ pas de condensation
2 personnes au repos $W = 40 \text{ g}_{\text{vap}}.\text{h}^{-1}$	$\psi_i = 37\%$ et $T_r = +5^\circ\text{C}$ $U_{paroi} = 9,1 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ pas de condensation	$\psi_i = 52\%$ et $T_r = 10^\circ\text{C}$ $U_{paroi} = 6,1 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ pas de condensation	$\psi_i = 82\%$ et $T_r = 17^\circ\text{C}$ $U_{paroi} = 1,81 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ vitres+ponts thermiques
2 personnes actives $W = 70 \text{ g}_{\text{vap}}.\text{h}^{-1}$	$\psi_i = 48\%$ et $T_r = +9^\circ\text{C}$ $U_{paroi} = 6,7 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ pas de condensation	$\psi_i = 75\%$ et $T_r = +15,5^\circ\text{C}$ $U_{paroi} = 2,7 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ vitres+ponts thermiques	$\psi_i = 100\%$ et $T_r \geq +20^\circ\text{C}$ $U_{paroi} = \text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ toutes parois

5 Condensation dans la masse : diagramme de Glazer

En général dans un local habité en hiver, la pression de vapeur coté intérieur est supérieure à la pression de vapeur extérieure, du fait de la production d'humidité à l'intérieur de l'habitat.



Comme dans tout système non équilibré, la tendance naturelle est de rétablir l'équilibre des pressions de vapeur dans le mur; ce qui génère un transfert d'humidité de l'intérieur vers l'extérieur. La pression de vapeur est donc le potentiel de transfert d'humidité, comme la température est le potentiel de transfert de la chaleur.

Le transfert de vapeur d'eau au travers d'une paroi s'effectue par diffusion moléculaire et n'a lieu que si il y a une différence de potentiel de pression de vapeur d'eau de part et d'autre de la paroi.

Ce transfert est décrit par la loi de Fick qui s'apparente à la loi de Fourier pour les transferts de chaleur et à la loi d'Ohm pour le transport d'électron:

Loi de Fourier	$\frac{\phi}{A} = \frac{\lambda}{e} \cdot (T_i - T_e)$	$= \frac{T_i - T_e}{R_{th}}$
Loi de Fick	$g = \frac{\pi}{e} \cdot (p_{v,i} - p_{v,e})$	$= \frac{p_{v,i} - p_{v,e}}{R_d}$
Loi d'Ohm	$\frac{I}{A} = \frac{l}{\rho \cdot e} \cdot (V_i - V_e)$	$= \frac{V_i - V_e}{R_{el}}$

avec :

$V_i - V_e$	(V)	différence de potentiel entre les points i et e
I/A	(A.m ⁻²)	intensité électrique par unité de surface
ρ	(Ω.m ⁻¹)	résistivité électrique
ϕ	(W.m ⁻²)	densité de flux de chaleur
λ	(W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	conductivité thermique du matériau
π	(kg.m ⁻¹ .s ⁻¹ .Pa ⁻¹)	coefficient de perméabilité à la vapeur
e	(m)	épaisseur du matériau entre i et e
T_i	(K)	température intérieure
T_e	(K)	température extérieure
$p_{v,i}$	(Pa)	pression partielle intérieure de vapeur
$p_{v,e}$	(Pa)	pression partielle extérieure de vapeur
g	(kg.m ⁻² .s ⁻¹)	débit de vapeur saturante

La perméabilité π du matériau est la quantité de vapeur qui traverse en une unité de temps, une épaisseur de 1 m de matériau, pour une différence de pression partielle de 1 Pa (dans le système légale d'unités).

Elle s'apparente à la conductivité thermique λ .

Quelques valeurs de perméabilité (RT2000)

matériau	π (kg.s ⁻¹ .Pa ⁻¹)
verre, métal, ...	≈ 0
Air au repos (lame d'air)	210.10^{-12}
Béton plein siliceux ou calcaire sec	$1,6.10^{-12}$
terre cuite sèche	13.10^{-12}
Plâtre, plaques et carreaux	21.10^{-12}
béton cellulaire sec - $\rho = 400$ à 800 kg.m ⁻³	21.10^{-12}
laine minérale	210.10^{-12}
polystyrène expansé	$3,5.10^{-12}$
polystyrène extrudé	$1,4.10^{-12}$
polyuréthane	$3,5.10^{-12}$
mousse phénolique ($\rho = 30$ à 100 kg.m ⁻³)	$4,2.10^{-12}$

On définit également la perméance de la paroi par : π/e

La résistance à la diffusion de vapeur : e/π (qui s'apparente à la résistance thermique R_t)

Les coefficients λ et π seront considérés constants dans les matériaux non hygroscopiques, seront variables pour les matériaux hygroscopiques.

Les deux transferts (thermique et de vapeur) sont couplés, la pression de vapeur saturante p_s étant fonction de la température, la pression de vapeur p_v étant fonction de l'humidité relative :

$$\psi = \frac{p_v}{p_{v,sat}}$$

L'étude du risque de condensation se fait en comparant en tout point à l'intérieur de la paroi la pression de vapeur saturante à la pression partielle de vapeur calculée par la loi de Fick. Le profil des pressions de vapeur s'effectue à partir de la loi de Fick comme le profil des températures à partir de la loi de Fourier.

Si $p_v(\text{calculée}) > p_{v,sat}$ alors il y a risque de condensation

Tracé du diagramme de Glaser.

Entrée de données T_i , T_e , ψ_i , ψ_e , λ , π , e

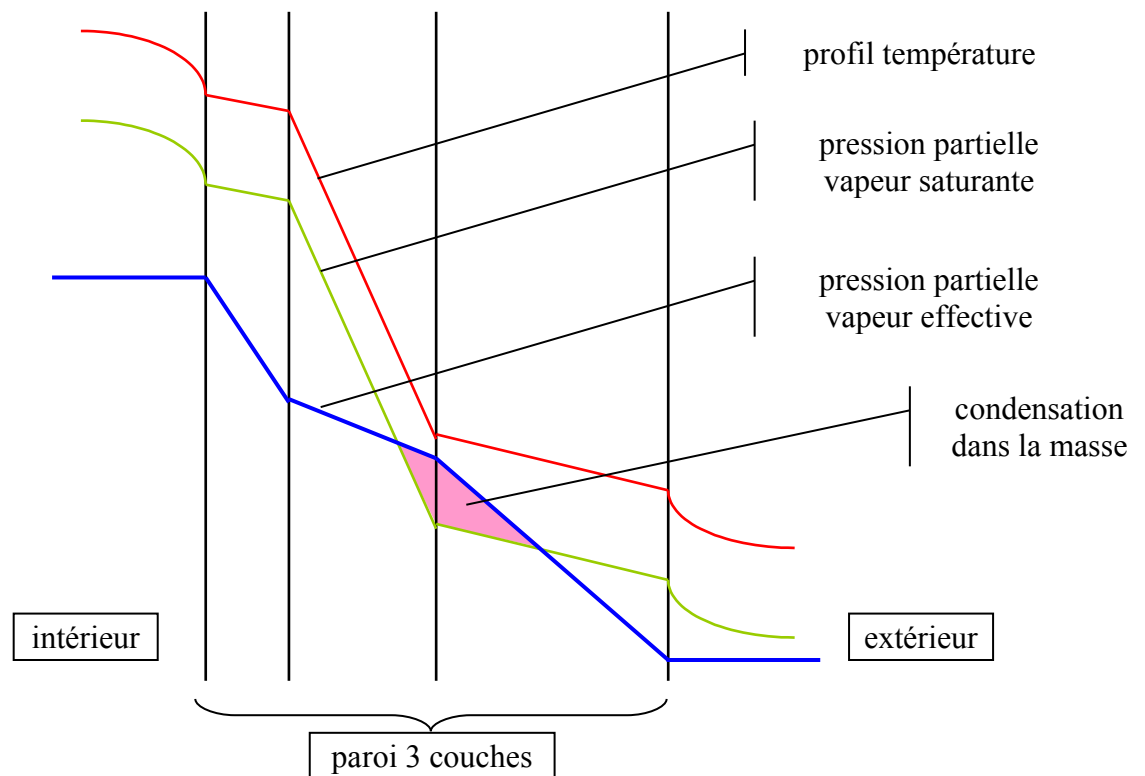
Profil de -températures dans la paroi

Profil de la pression de vapeur saturante dans la paroi

Profil des pressions partielles de vapeur dans la paroi à l'aide de la loi de Fick

Tracé du diagramme de Glaser pour évaluation du risque de condensation

Diagramme de Glazer



Remarques ;

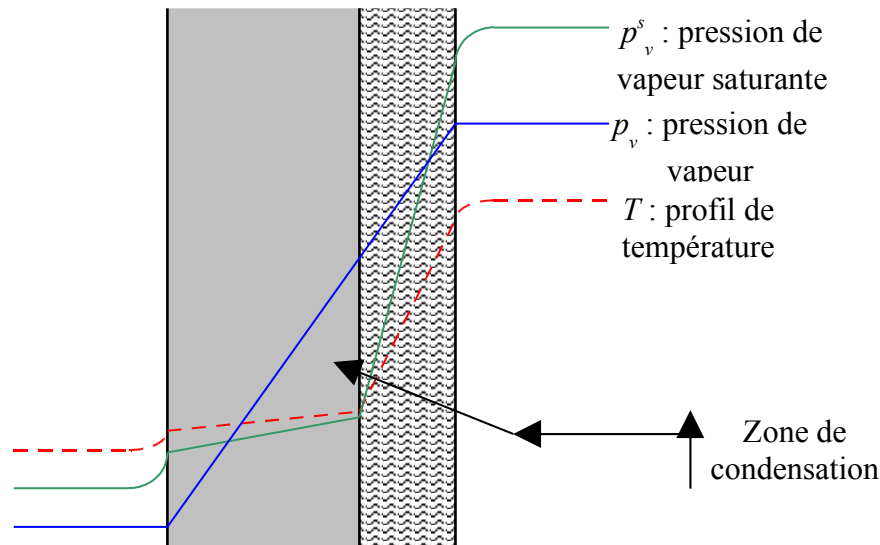
La réalité est différente de ce qui vient d'être exposé. Tout d'abord, nous avons supposé le régime permanent, ce qui ne s'établit presque jamais. Néanmoins le régime permanent pénalise par rapport au régime transitoire.

En effet les matériaux poreux, (ex: plâtre, brique...) absorbent une certaine quantité d'humidité, provisoirement, le temps que les conditions climatiques changent. C'est à dire que plâtres et briques jouent un rôle de tampon qui est à rapprocher du rôle d'absorption de la chaleur joué par les parois de forte inertie.

6 ETUDE DE QUELQUES PAROIS

Cas des isolants très perméables (isolation par l'intérieur)

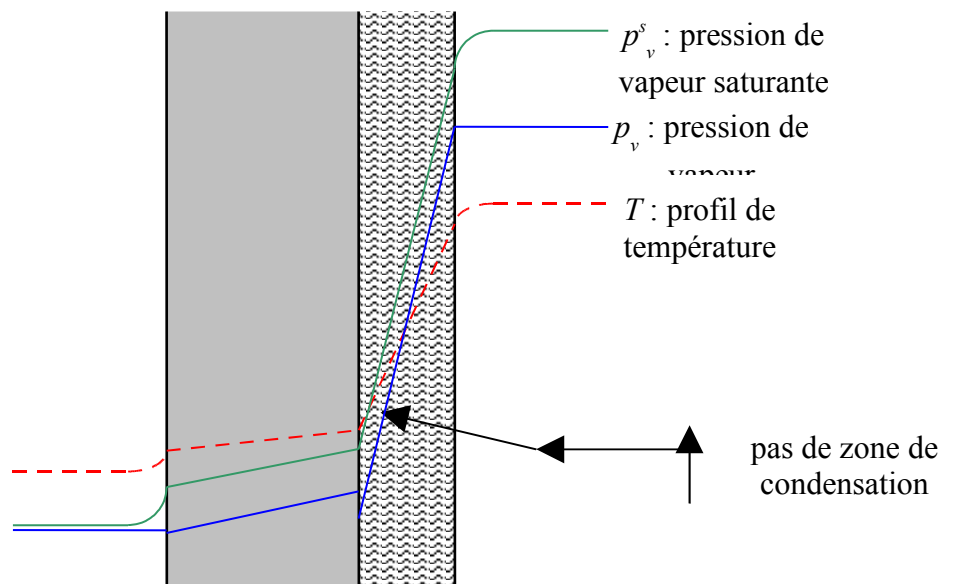
C'est le cas des laines minérales (laines de verre, de roche) sans pare-vapeur. On voit sur le schéma qu'il existe une zone dans la paroi où la pression partielle de vapeur est supérieure à la pression partielle de vapeur saturante ; dans cette zone, on observe de la condensation



Cas des isolants non perméables (isolation par l'intérieur)

C'est le cas de :

- certains polystyrènes
- verre cellulaire
- certaines mousses de polyuréthane



Cas de l'isolant avec pare-vapeur.

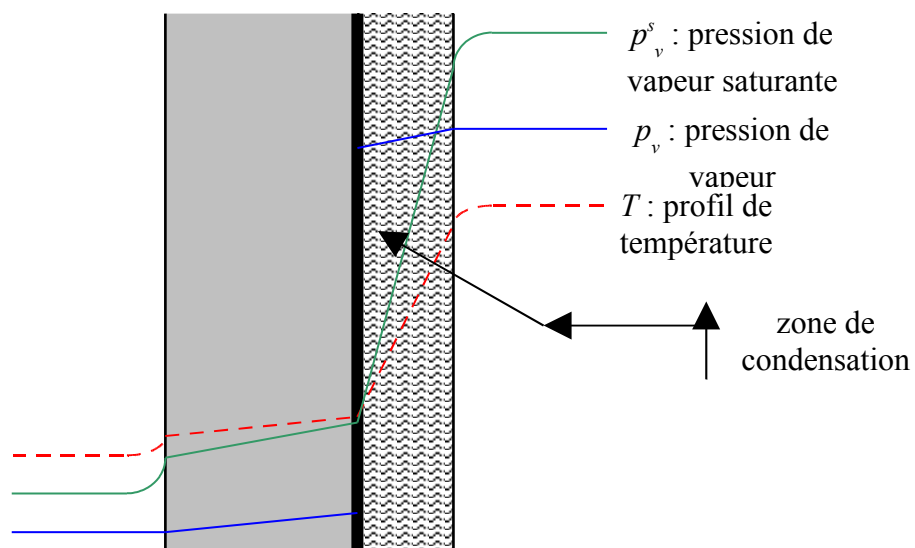
L'isolant est ou n'est pas perméable à la vapeur, cela n'a aucune importance en ce qui concerne le transfert de vapeur. Le pare vapeur est une couche mince imperméable au passage de la vapeur, cela peut être :

- Kraft bitumé
- Film de polyéthylène $e = 0,3 \text{ mm}$ $\pi/e = 0,0028.10^{-9} \text{ kg.m}^{-2}.\text{Pa}^{-1}.\text{s}^{-1}$.
- Peinture vinylique $\pi/e = 0,3 \cdot 10^{-9} \text{ kg.m}^{-2}.\text{Pa}^{-1}.\text{s}^{-1}$.
- Film aluminium

Attention:

- aux joints (adhésifs)
- aux déchirures
- au montage à l'envers (le pare-vapeur est placé obligatoirement coté intérieur de l'isolant).

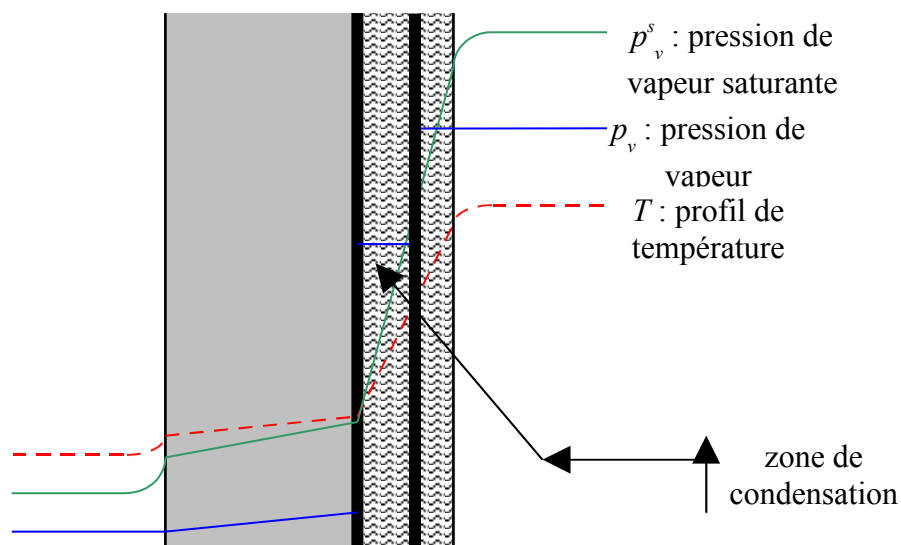
Attention : Même cas, mais montage à l'envers.



Le pare vapeur doit toujours être monté sur la face chaude.

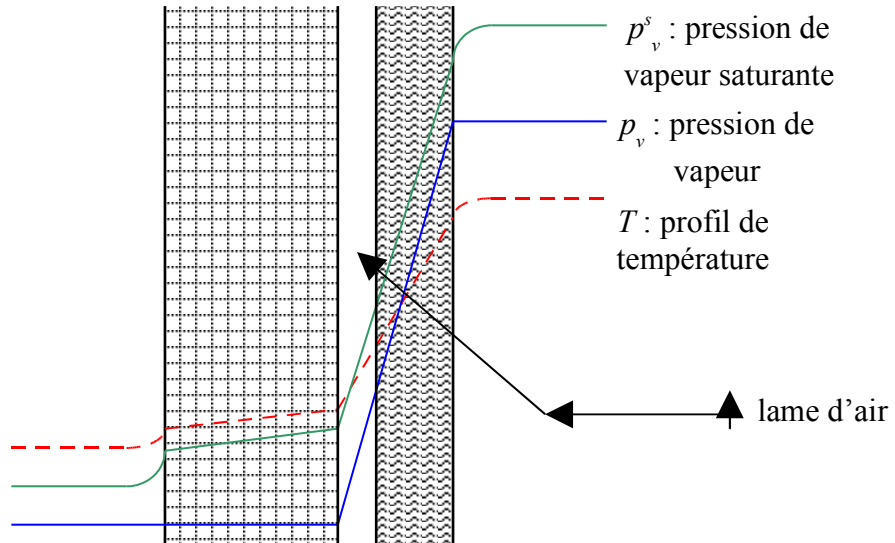
Attention: Double pare-vapeur, si l'on met deux rouleaux.

Si les deux pare-vapeurs sont bons, il n'y a que la moitié du potentiel, ou différence de pression, qui chute au premier pare-vapeur. Le problème est néanmoins réduit car la quantité d'eau condensée est très faible (puisque le flux g est très faible).



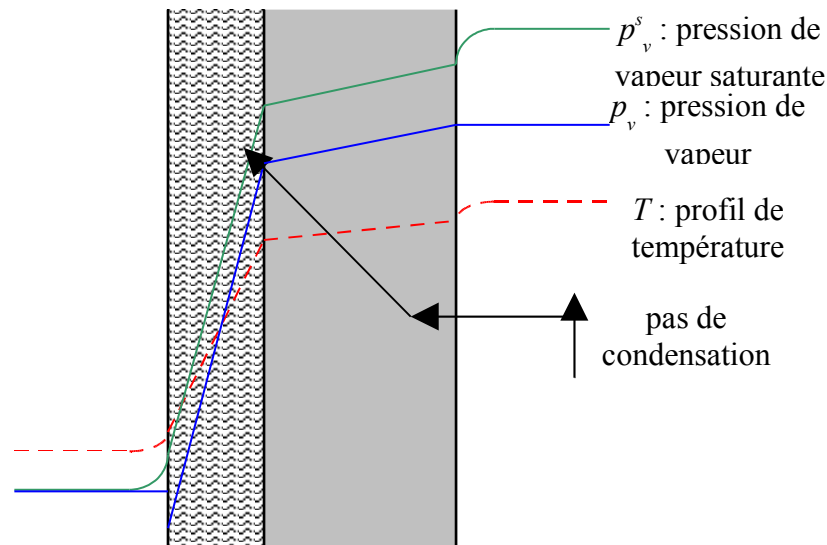
Ventilation par lame d'air.

Du fait que la lame d'air est en équilibre de pression avec l'ambiance extérieure, la pression de vapeur d'eau dans la lame d'air est égale à celle qui règne à l'extérieur, c'est donc dans l'isolant qu'a lieu la chute de pression partielle de vapeur.



Cas de l'isolation par l'extérieur.

Ce procédé évite aussi le risque de condensation dans la masse. Attention néanmoins à ne pas mettre un pare-vapeur extérieur. La couche de protection doit être perméable à la vapeur et imperméable à l'eau.



7 EXEMPLE NUMÉRIQUE: CONDENSATION DANS LA MASSE.

Cf. exercices corrigés.

Lien

<http://irc.nrc-cnrc.gc.ca/catalogue/23293f.html>

http://www.emcobp.com/fr/5_0/5_8/5_8_3_air.asp

<http://irc.nrc-cnrc.gc.ca/cbd/cbd005f.html>

[www.mec.etsmtl.ca/cours/mec733/ Documents/chaufferie.ppt](http://www.mec.etsmtl.ca/cours/mec733/Documents/chaufferie.ppt) : chaudière

http://www.cstb.fr/actualite/dossiers/sante/radon/pdf/bat_existants/ann-exist.pdf : ventilation

<http://www.travaux.com/dossiers/humidite/humidite3.php>

LE CONDITIONNEMENT D'AIR

- 1 Définitions - généralités
- 2 Rappels des calculs sur diagramme de l'air humide
- 3 Bilan énergétique d'un local climatisé
- 4 Etude d'un système tout air
- 5 Etude d'un système tout eau
- 6 Etude d'un système mixte

1.1 DÉFINITION DU CONDITIONNEMENT D'AIR

Conditionner l'air d'un local consiste à préparer et introduire de façon continue dans le local une certaine quantité d'air dont les caractéristiques sont telles que les conditions d'ambiance du local sont réalisées. Ces conditions portent sur :

- la température de l'air
- son humidité .
- son renouvellement
- sa pureté

L'objectif est de réaliser un micro-climat intérieur confortable quelles que soient les conditions météorologiques extérieures et les apports de chaleur internes au local. Ces conditions météorologiques et ces apports internes définissent les charges que doit équilibrer le système de climatisation. Suivant la période pour laquelle est conçu ce système, on parle de climatisation d'hiver, d'été ou annuelle.

Rappelons que le chauffage central tel qu'il a été défini dans les chapitres précédents ne permet pas de conditionner l'air d'un logement puisqu'il n'assure pas le contrôle de l'humidité intérieure.

1.2 UTILITÉ DU CONDITIONNEMENT D'AIR

Le conditionnement d'air s'avère nécessaire pour les locaux soumis à de fortes variations des charges qui peuvent être dues à

- des conditions climatiques sévères (climats chauds et humides en particulier) ➔
- des apports de chaleur interne importants et variables dans le temps (salles de spectacle par exemple)

la conception architecturale (nombreuses baies vitrées au sud, utilisation de matériaux de construction très légers conduisant à une très faible inertie de la construction)

1.3 CONDITIONS D'AMBIANCE A REALISER

Température intérieure T_i :

elle doit être inférieure ou égale à 19 °C en hiver quelle que soit la température extérieure T_{ext} . En été, il est conseillé de respecter l'inégalité : $T_{ext} - T_i \leq 6K$.

De plus, pour éviter des écarts importants de température de l'air dans le local climatisé, il est recommandé de limiter l'écart de soufflage (écart de température entre l'air soufflé T_s et l'air intérieur T_i) aux valeurs suivantes :

$T_s - T_i < 16K$ en hiver

$T_s - T_i < 8K$ en été (ces valeurs pouvant être majorées si l'air est diffusé dans la pièce sur de grandes surfaces; ex: plafonds diffusant)

Humidité intérieure :

Les critères de confort conduisent à retenir une humidité relative intérieure y_i dans l'intervalle suivant : $40\% < y_i < 60\%$

Renouvellement d'air neuf :

le débit de renouvellement d'air neuf dépend du type de local

Quelques exemples :

4 l/s/pers	écoles
5 l/s/pers	habitations, bureaux, salles de conférence(avec interdiction de fumer)
7 l/s/pers	bureaux (avec permission de fumer), ateliers avec travail sédentaire
8 l/s/pers	salles de conférence (avec permission de fumer)
10 l/s/pers	ateliers avec travail non sédentaire
10 l/s/pers	salles de bain

Débit d'air soufflé :

Pour éviter des turbulences désagréables dans le local, il faut limiter ce débit en fonction du volume de ce local. On définit à cet effet le taux de brassage t tel que :

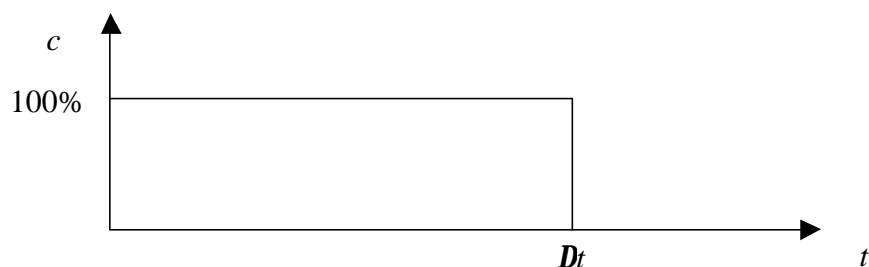
$$t = \frac{\text{débit d'air soufflé (m}^3 \cdot \text{h)}}{\text{volume du local (m}^3\text{)}} < 10 \text{ vol.h}^{-1}$$

1 4 CHARGES DE CLIMATISATION

On a déjà vu que les charges de climatisation représentent la puissance que doit fournir le système de climatisation pour maintenir l'ambiance confortable. On définit deux types de charges :

- les charges sensibles qui, en l'absence de climatisation, entraînent une modification de la température intérieure T_i ; ce sont soit des apports sensibles qui élèveraient T_i , [climatiques (air extérieur en été, rayonnement solaire sur les parois) et intérieurs (personnes, éclairage, machines)] soit des pertes sensibles qui baisseraient T_i (air extérieur en hiver).

On distingue les charges instantanées qui agissent immédiatement sur T_i (rayonnement solaire sur une vitre, renouvellement d'air extérieur) et les charges différées qui agissent avec un certain retard (charges climatiques au travers des parois plus ou moins inertes, charges internes). Il faut alors prendre en compte un coefficient d'amortissement c qui est le rapport entre l'apport en puissance réel de la source à l'instant t dans le local et la puissance de la source. Ce coefficient c est fonction de la nature de la source ainsi que de la structure du bâtiment et est donné par des abaques. A titre d'exemple, nous donnons ci-après les variations de c correspondant à un apport sensible agissant entre l'instant $t=0$ et l'instant $t = Dt$. On notera que la charge différée se fait également sentir pendant un certain temps, même après arrêt de la source.



les charges latentes qui, en l'absence de climatisation, entraînent une modification de l'humidité intérieure. Ce sont soit des pertes (air extérieur d'hiver trop sec introduit à l'intérieur pour le renouvellement d'air), soit des apports (air extérieur humide dans les pays équatoriaux, les personnes ou les machines à l'intérieur).

Connaissant à chaque instant les différentes charges auxquelles chaque local est soumis, on additionne les courbes représentatives de ces charges en fonction du temps pour déterminer la charge maximale H_{max} (pour laquelle sera dimensionné le système de climatisation) : H_{max} est la valeur maximale atteinte par la courbe "somme des charges" et non pas la somme des charges maximales atteintes par chaque type de charge (puisque celles-ci n'ont généralement pas lieu au même instant) :

cf. figure.

1.5 LES DIFFÉRENTS SYSTÈMES DE CLIMATISATION

On distingue les systèmes suivants :

- les climatiseurs individuels (non étudiés ici : cf. cours de 1^{ère} année)
- les systèmes tout air (avec réseau de gaines d'air chaud ou froid)
- les systèmes tout eau (ventilo-convecteurs)
- les systèmes mixtes (réseau d'air et réseau d'eau : éjecto - convecteurs)

2- Rappels sur le diagramme de l'air humide

2.1 LE DIAGRAMME DE L'AIR HUMIDE

Le diagramme de l'air humide donne à la pression atmosphérique l'état de l'air humide, caractérisé par sa température T et la quantité de vapeur d'eau qu'il contient par unité de masse d'air sec appelée humidité spécifique s

Il définit également en fonction de la température la quantité maximale de vapeur d'eau admissible au delà de laquelle l'équilibre diphasique air/vapeur d'eau est impossible.

2.2 VARIATIONS D'ENTHALPIE DE L'AIR HUMIDE

Sauf cas très particulier que l'on étudiera par la suite, toute modification des caractéristiques de l'air humide (température et humidité) s'accompagne soit d'un dégagement de puissance (cas où l'on abaisse la température ou l'humidité), soit d'une absorption de puissance (cas où l'on élève la température ou l'humidité).

Comme on travaille à pression P constante : $p = p_{atm}$, ces variations de puissance correspondent à des variations d'enthalpie par unité de temps. On distingue deux variations possibles d'enthalpie :

- variation d'enthalpie sensible par simple variation de température ($r^s = \text{cte}$)
- variation d'enthalpie latente par simple variation de l'humidité spécifique r'' ($T = \text{cte}$)

Pour une variation simultanée de température et d'humidité, il est toujours possible d'additionner les variations d'enthalpie sensible et d'enthalpie latente. ,

Il est possible de définir ces variations d'enthalpie par rapport à un air humide de référence correspondant à un air fictif parfaitement sec ($r^s = 0 \text{ kg}_{\text{eau}} \cdot \text{kg}_{\text{air sec}}^{-1}$) à 0°C . Dans ces conditions, chaque point du diagramme peut être défini par son enthalpie spécifique :

$$\text{sensible } h_{sens}^s, \text{ latente } h_{lat}^s \text{ et totale } h^s = h_{sens}^s + h_{lat}^s$$

chacune de ces enthalpies correspondant à la variation d'enthalpie nécessaire pour passer de l'air humide de référence à l'air humide considéré, le calcul étant effectué sur 1 kg d'air sec. D'où :

$$h_{sens}^s = c_{pair} \cdot (T - 0) = 1,02 \times T \text{ en kJ.kg}^{-1}_{\text{air sec}}$$

avec

T en °C

$c_{p,air} = 1,02 \text{ kJ.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ Chaleur massique de l'air sec à p constant

$$h_{lat}^s = L \cdot (r^s - 0) = 2500 \times r^s \text{ en kJ.kg}^{-1}_{\text{air sec}}$$

avec :

r^s en $\text{kg}_{\text{vap d'eau}} \cdot \text{kg}_{\text{air sec}}^{-1}$

$L = 2500 \text{ kJ.kg}^{-1}_{\text{d'eau}}$ Chaleur latente de vaporisation de l'eau

$$h^s = h_{sens}^s + h_{lat}^s = 1,02 \times T + 2500 \times r^s \text{ en kJ.kg}^{-1}_{\text{air sec}}$$

Pour chaque point représentatif de l'air humide, on peut lire sur le diagramme la valeur de h^s (cf. diagramme).

Pour passer d'un état d'air 1 à un état d'air 2, il faut donc fournir ou absorber l'énergie suivante par unité de masse d'air sec :

$$\Delta h^s = \Delta h_{sens}^s + \Delta h_{lat}^s = 1,02 \times (T_2 - T_1) + 2500 \times (r_2^s - r_1^s)$$

On notera que l'on peut avoir $Dh^s = 0$ lorsque : $Dh_{sens}^s = - Dh_{lat}^s$; ce qui correspond au cas où l'on augmente l'humidité de l'air par injection de gouttelettes d'eau qui, en se vaporisant, absorbent de l'énergie sensible à l'air et donc réduisent sa température.

La variation de puissance DP_u correspondant à Dh^s se déduit facilement :

$$\Delta P_u = m_a \cdot \Delta h^s \text{ en kW avec } m_a = \text{débit d'air sec en kg}_{\text{air sec}} \cdot \text{s}^{-1}$$

2.3 MÉLANGE D'AIRS HUMIDES

Considérons le mélange de deux airs humides 1 et 2 dont les caractéristiques sont connues :

$T_1 ; r_1^s ; h_{sens,1}^s ; h_{lat,1}^s ; h_1^s ; m_{a,1}$ pour l'air dans l'état 1

$T_2 ; r_2^s ; h_{sens,2}^s ; h_{lat,2}^s ; h_2^s ; m_{a,2}$ pour l'air dans l'état 2.

L'air de mélange m est défini par les caractéristiques recherchées :

$T_m ; r_m^s ; h_{sens,m}^s ; h_{lat,m}^s ; h_m^s ; m_{a,m}$ pour le mélange

La loi des mélanges appliquée à l'air sec donne immédiatement : $m_{a,m} = m_{a,1} + m_{a,2}$

La loi des mélanges appliquée à la vapeur d'eau transportée donne : $m_{e,m} = m_{e,1} + m_{e,2}$

avec :

$$m_{e,1} = \text{débit de vapeur d'eau -transportée par l'air 1: } m_{e,1} = m_{a,1} \cdot r_1^s$$

$$m_{e,2} = \text{débit de vapeur d'eau transportée par l'air 2: } m_{e,2} = m_{a,2} \cdot r_2^s$$

$$m_{e,m} = \text{débit de vapeur d'eau transportée par l'air de mélange : } m_{e,m} = m_{a,m} \cdot r_m^s$$

D'où l'équation :

$$m_{a,m} \cdot r_m^s = m_{a,1} \cdot r_1^s + m_{a,2} \cdot r_2^s \text{ qui s'écrit :}$$

$$r_m^s = \frac{m_{a,1} \cdot r_1^s + m_{a,2} \cdot r_2^s}{m_{a,1} + m_{a,2}}$$

Le bilan de puissance sensible s'écrit :

$$m_{a,m} \cdot h_{sens,m}^s = m_{a,1} \cdot h_{sens,1}^s + m_{a,2} \cdot h_{sens,2}^s \text{ ou encore :}$$

$$m_{a,m} \cdot (1,02 \times T_m) = m_{a,1} \cdot (1,02 \times T_1) + m_{a,2} \cdot (1,02 \times T_2) \text{ qui s'écrit :}$$

$$T_m = \frac{m_{a,1} \cdot T_1 + m_{a,2} \cdot T_2}{m_{a,1} + m_{a,2}}$$

Le point M , représentatif de l'air de mélange est donc le barycentre des points 1 et 2 représentatifs des airs 1 et 2 avec les coefficients $m_{a,1}$ et $m_{a,2}$. Le point M se trouve donc sur le segment $[12]$, de telle sorte que : $\frac{[M2]}{[12]} = \frac{m_{a,1}}{m_{a,1} + m_{a,2}}$

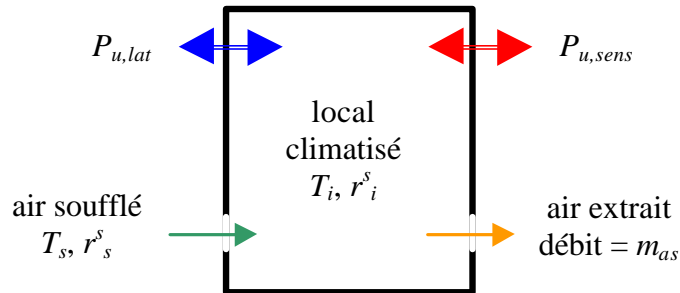
M est plus près du point correspondant à un débit plus grand.

L'enthalpie spécifique h_m^s s'obtient par le bilan des puissances totales; ce qui donne :

$$h_m^s = \frac{m_{a,1} \cdot h_1^s + m_{a,2} \cdot h_2^s}{m_{a,1} + m_{a,2}}$$

3 BILAN ENERGETIQUE D'UN LOCAL CLIMATISE

3.1 BILAN SENSIBLE



Soit $P_{u,sens}$ les charges sensibles auxquelles le local est soumis (> 0 en été et < 0 en hiver) ; on prendra la valeur maximale de $|P_{u,sens}|$ en été et (ou) en hiver pour dimensionner le système de climatisation pour les conditions les plus défavorables (cf. principe de calcul au §1).

En tenant compte de la puissance sensible apportée par l'air soufflé (cf. Fig) et de la puissance sensible perdue avec l'air rejeté à l'extérieur (dont les caractéristiques sont celles de l'air intérieur), le bilan des puissances sensibles au niveau du local s'écrit :

$$m_{a,s} \cdot h_{sens,s} + P_{u,sens} = m_{a,s} \cdot h_{sens,i} \text{ ou encore :}$$

$$1,02 \times m_{a,s} \cdot T_s + P_{u,sens} = 1,02 \times m_{a,s} \cdot T_i$$

On en déduit l'écart de soufflage ($T_i - T_s$) en fonction du débit d'air soufflé et des charges sensibles P_u :

$$T_i - T_s = \frac{P_{u,sens}}{1,02 \times m_{as}} \text{ avec :}$$

$(T_i - T_s) > 0$ en été puisque $P_{u,sens} > 0$ dans ce cas

$(T_i - T_s) < 0$ en hiver puisque $P_{u,sens} < 0$ dans ce cas

Dans cette équation subsistent deux inconnues : T_s et m_{as} . Pour résoudre le problème, il faut se fixer une de ces deux inconnues (par exemple m_{as} légèrement supérieur au débit de renouvellement d'air réglementaire, mais tel que l'on ne dépasse pas le taux de brassage limite acceptable : cf. §1). On en déduit alors, avec l'équation ci-dessus, l'autre inconnue qui doit respecter la réglementation (par exemple, si m_{as} a été fixé, on calcule $|T_i - T_s|$ qui ne doit pas dépasser les valeurs limites précisées au §1).

3.2 BILAN LATENT

Soit $P_{u,lat}$ les charges latentes auxquelles est soumis le local. Comme pour le bilan sensible, on écrit le bilan latent du local :

$$m_{a,s} \cdot h_{lat,s} + P_{u,lat} = m_{a,s} \cdot h_{lat,i} \text{ ou encore :}$$

$$2500 \times m_{a,s} \cdot r_s^s + P_{u,lat} = 2500 \times m_{a,s} \cdot r_i^s$$

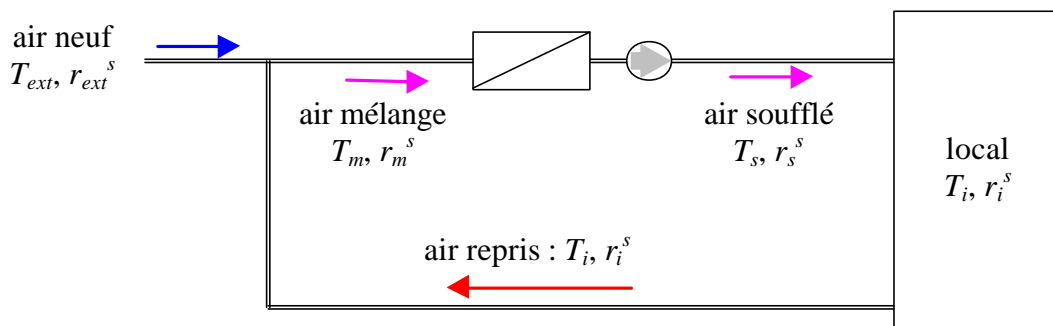
On en déduit r_s^s puisque $m_{a,s}$ a été déterminé au paragraphe précédent :

$$r_s^s = r_i^s - \frac{P_{u,lat}}{2500 \times m_{a,s}}$$

4 ETUDE D'UN SYSTEME TOUT AIR

4.1 DÉFINITION

La climatisation est réalisée entièrement par introduction d'air chaud ou frais (suivant les saisons) dans les locaux. Cet air est préparé dans une centrale de climatisation (cf. fig) où l'on traite un mélange d'air en provenance de l'extérieur (air neuf pour assurer le renouvellement d'air) et des locaux eux-mêmes (le débit de cet air repris est défini en fonction du débit d'air soufflé nécessaire $m_{a,s}$ calculé au paragraphe précédent) : il serait en effet "anti-économique" de traiter dans la centrale de l'air provenant uniquement de l'extérieur.



4.2 LES ÉLÉMENTS D'UNE CENTRALE DE CLIMATISATION

Une centrale de climatisation doit pouvoir assurer les fonctions suivantes :

- chauffage de l'air
- refroidissement de l'air

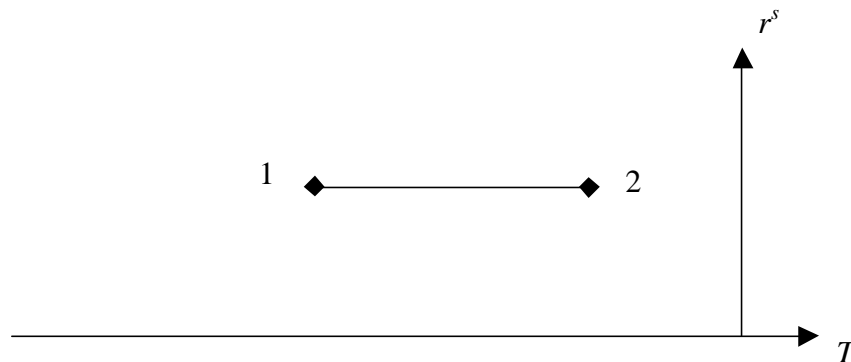
- humidification de l'air
- déshumidification de l'air

Ces fonctions sont assurées à l'aide des éléments suivants :

1. batterie chaude

L'air circule au contact d'un échangeur où circule de l'eau chaude. L'air s'échauffe à ce contact (augmentation de sa température) sans modification de son humidité : on a simplement augmentation de l'enthalpie sensible de l'air.

Si, sur le diagramme de l'air humide, le point représentatif de l'air à l'entrée de la batterie est le point 1, le point 2 représentatif de l'air à la sortie doit donc être tel que le segment [12] est horizontal (cf. Fig).

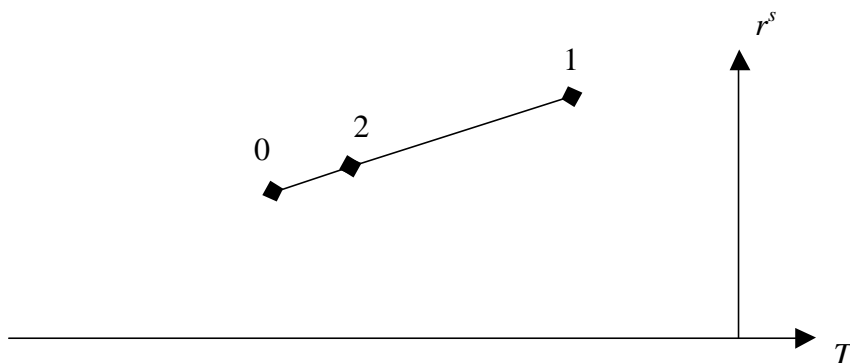


2- Batterie froide

L'air circule au contact d'un échangeur où circule de l'eau froide. L'air se refroidit à ce contact (diminution de sa température) et peut aussi se déshumidifier si, sur une partie de la surface des ailettes de l'échangeur, la température est inférieure à la température de rosée de l'air : Il y a en effet condensation d'une partie de la vapeur d'eau contenue dans l'air. Dans ce cas, quasi-général, on a également diminution de l'humidité spécifique de l'air qui subit alors une diminution de son enthalpie sensible et de son enthalpie latente : on définit ainsi une batterie froide humide.

Dans un échangeur "parfait", la température de sortie d'air est égale à la température de surface des ailettes. S'il y a déshumidification, le point représentatif 0 de cet air sur le diagramme de l'air humide doit se trouver sur la courbe de saturation. En général ce point 0 n'est pas atteint puisque l'échange n'est pas parfait. Si le point représentatif de l'air à l'entrée de la batterie est le point 1, le point 2 représentatif de l'air à la sortie de cette batterie se situe forcément sur le segment de droite [10]. On définit ainsi l'efficacité e de la batterie froide :

$$e = \frac{[12]}{[10]} \text{ (cf. fig), avec } e = 100\% \text{ pour un échangeur "parfait".}$$



Lorsque la température de surface des ailettes est en tout point de la batterie supérieure à celle de l'air, il n'y a pas condensation; les points 1 et 2 se situent alors sur une même horizontale : on parle de batterie froide sèche.

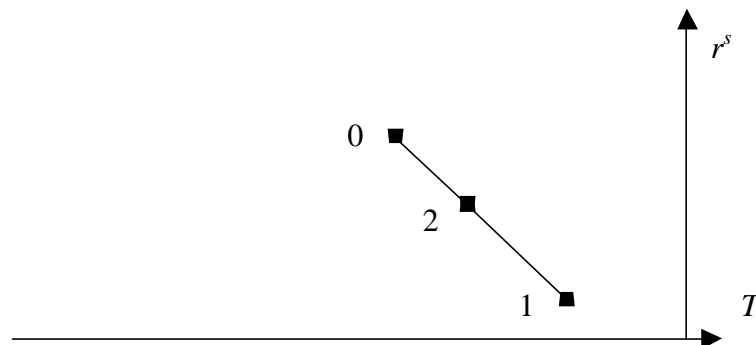
3 .humidificateur adiabatique

On pulvérise des gouttelettes d'eau dans l'air. Ces gouttelettes se mélangent à l'air humide après vaporisation; l'énergie nécessaire à cette vaporisation est prise à l'air qui voit donc sa température baisser en même temps que son humidité spécifique augmenter. C'est, le cas déjà abordé au paragraphe 2.2 où le gain d'enthalpie latente est obtenu par une perte égale d'enthalpie sensible; la transformation subie par l'air est donc adiabatique : il n'y a pas de modification de l'enthalpie totale de l'air au cours de son passage dans l'humidificateur. D'où le terme d'humidificateur adiabatique.

Le segment [12] représentatif de la transformation 1? 2 sur le diagramme de l'air humide (1 et 2 étant les points représentatifs de l'état de l'air respectivement à l'entrée et à la sortie de l'humidificateur) se trouve donc sur une droite d'enthalpie constante.

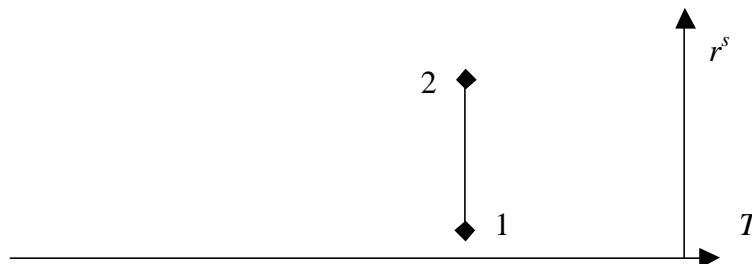
Le point 2 peut se trouver à la limite sur la courbe de saturation, soit confondu avec le point 0 de la figure ci-dessous. Dans ce cas, on a vaporisé la quantité maximale possible de gouttelettes dans l'air. On peut ainsi définir l'efficacité de l'humidificateur de la même façon que celle d'une batterie froide :

$$e = \frac{[12]}{[10]}$$



4 .Humidification par vapeur

On injecte directement de la vapeur d'eau dans l'air; ce qui permet d'augmenter l'humidité spécifique de l'air avec une modification très peu sensible de la température : on ne fait qu'augmenter l'enthalpie latente de l'air. La transformation 1 ? 2 correspondante est alors représentée sur le diagramme de l'air humide par un segment vertical (cf. Fig).



4.3 PRINCIPE DE DÉTERMINATION D'UNE CENTRALE DE CLIMATISATION

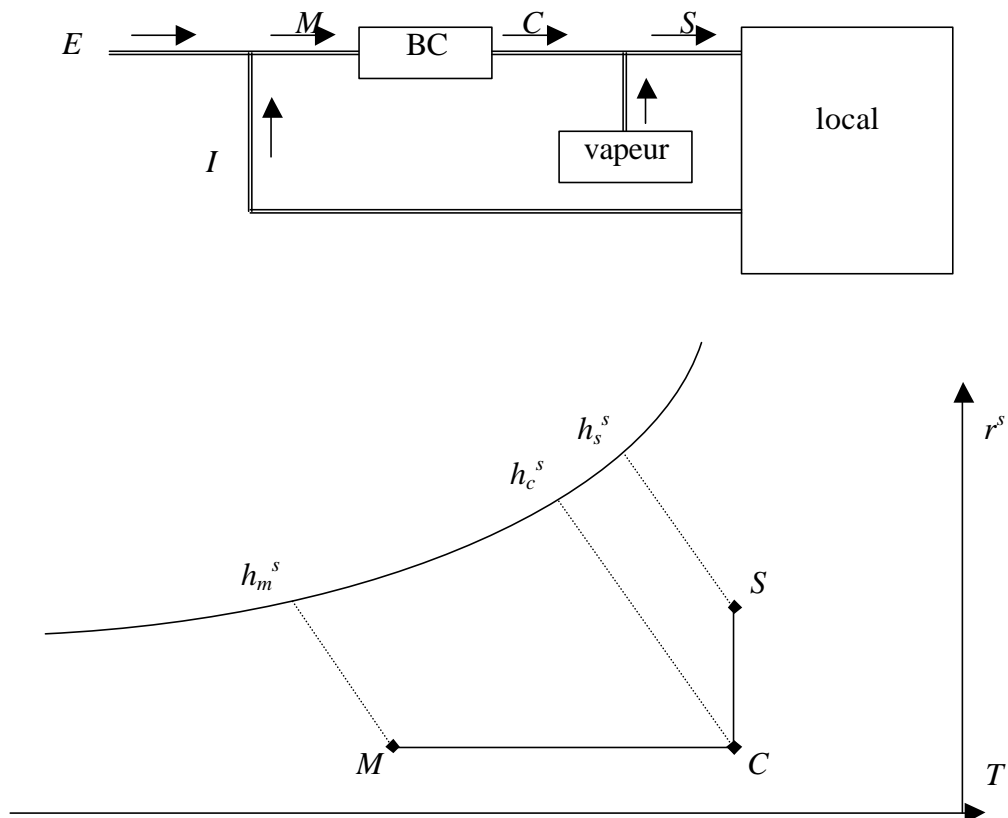
I. Cas de l'hiver

Position du problème: en hiver, l'air extérieur est plutôt froid et sec. Aussi, le point de mélange m (cf. fig du § 4.1), caractéristique de l'air à l'entrée de la centrale, est défini par une température et une humidité plus petites que celles qui définissent le point de soufflage S à la sortie de la centrale.

La centrale, qui doit permettre le passage de M à S , doit donc chauffer et humidifier l'air. Il existe pour ce faire deux possibilités :

- 1ère possibilité :

on utilise une batterie chaude et une injection de vapeur. La batterie chaude réchauffe l'air sans modifier S (transformation $m \rightarrow c$) et l'injection de vapeur humidifie sans changer la température (transformation $C \rightarrow S$).



D'après le paragraphe 2.2, on peut définir les caractéristiques des éléments de la centrale :

Puissance de la batterie chaude :

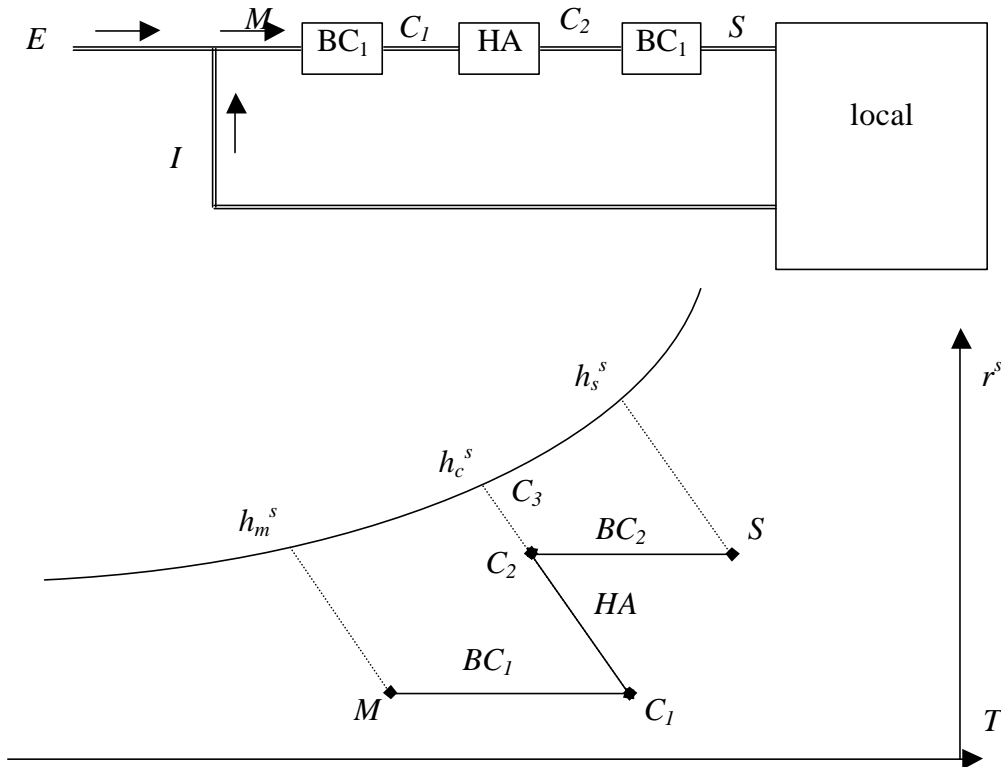
$$P_{BC} = m_{a,s} \cdot (h_c^s - h_m^s) = 1,02 \times m_{a,s} \cdot (T_s - T_m) \text{ en kW si } m_{a,s} \text{ en kg.s}^{-1}$$

Débit de vapeur injectée :

$$m_v = m_{a,s} \cdot (r_s^s - r_m^s) \text{ en kg.s}^{-1} \text{ si } m_{a,s} \text{ en kg.s}^{-1}$$

2ème possibilité :

on utilise deux batteries chaudes et un humidificateur adiabatique entre les deux batteries;
on utilise rarement une seule batterie car on atteindrait dans ce cas des températures trop élevées à la sortie de cette batterie. De plus, nous verrons que l'une des deux batteries peut servir pour la climatisation d'été.



Caractéristiques de la centrale :

Puissance de la 1ère batterie chaude BC1 : $P_{BC1} = m_{a,s} \cdot (h_{c1}^s - h_m^s) = 1,02 \times m_{a,s} \cdot (T_{c1} - T_m)$

Puissance de la 2ème batterie chaude BC2 : $P_{BC2} = m_{a,s} \cdot (h_s^s - h_{c2}^s) = 1,02 \times m_{a,s} \cdot (T_s - T_{c2})$

Quantité d'eau injectée m_e et efficacité de l'humidificateur: $m_e = m_{a,s} \cdot (r_s^s - r_m^s)$

$$e = \frac{[C_1 C_2]}{[C_1 C_3]} = \frac{r_s^s - r_m^s}{r_{c3}^s - r_m^s}$$

On notera que les points C_1 et C_2 peuvent être déterminés avec les hypothèses suivantes :

$r_m^s = r_{c1}^s \Rightarrow$ horizontale

$r_s^s = r_{c2}^s \Rightarrow$ horizontale

$h_{c1}^s = h_{c2}^s \Rightarrow [C_1, C_2] =$ droite d'enthalpie constante

Une dernière hypothèse est nécessaire : elle portera sur la puissance de la batterie chaude BC2 si celle-ci est utilisée pour la climatisation d'été (ce qui impose la position du point C) ou bien sur l'efficacité de l'humidificateur imposée par le constructeur (ce qui impose le rapport : $\frac{[C_1 C_2]}{[C_1 C_3]}$)

2. Cas de l'été

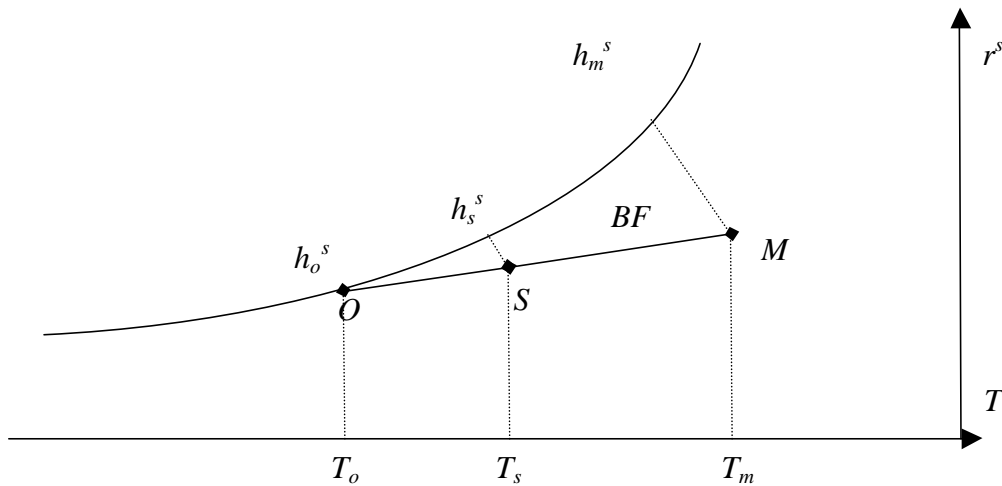
Position du problème : cette fois ci, le point de mélange m est généralement caractérisé par une température et une humidité plus élevées que celles du point de soufflage s . Il faut donc utiliser une batterie froide qui refroidit et déshumidifie. On a vu au paragraphe 4.2 que la transformation $m \rightarrow s$ par batterie froide humide n'est, possible que si la droite $[MS]$ coupe la courbe de saturation. D'où les deux cas à envisager :

- 1er cas :

$[MS]$ coupe la courbe de saturation. Une batterie froide humide peut donc suffire. Elle est définie par sa puissance P_{BF} , et son efficacité e :

$$P_{BF} = m_{a,s} \cdot (h_m^s - h_s^s) = 1,02 \times m_{a,s} \cdot (T_m - T_s) + 2500 \times m_{a,s} \cdot (r_m^s - r_s^s)$$

$$e = \frac{[MS]}{[MO]} = \frac{T_m - T_s}{T_m - T_o} = \frac{r_m^s - r_s^s}{r_m^s - r_o^s}$$



- 2ème cas : i

$[MS]$ ne coupe pas la courbe de saturation. Il est alors nécessaire d'ajouter une batterie chaude à la batterie froide humide pour atteindre le point S (cf. fig). Pour limiter la puissance des deux batteries, on a intérêt à positionner le point C représentatif de l'air à la sortie de la batterie froide de telle sorte que la droite $[ME]$ soit tangente à la courbe de saturation; ce qui définit un seul choix possible des deux batteries :

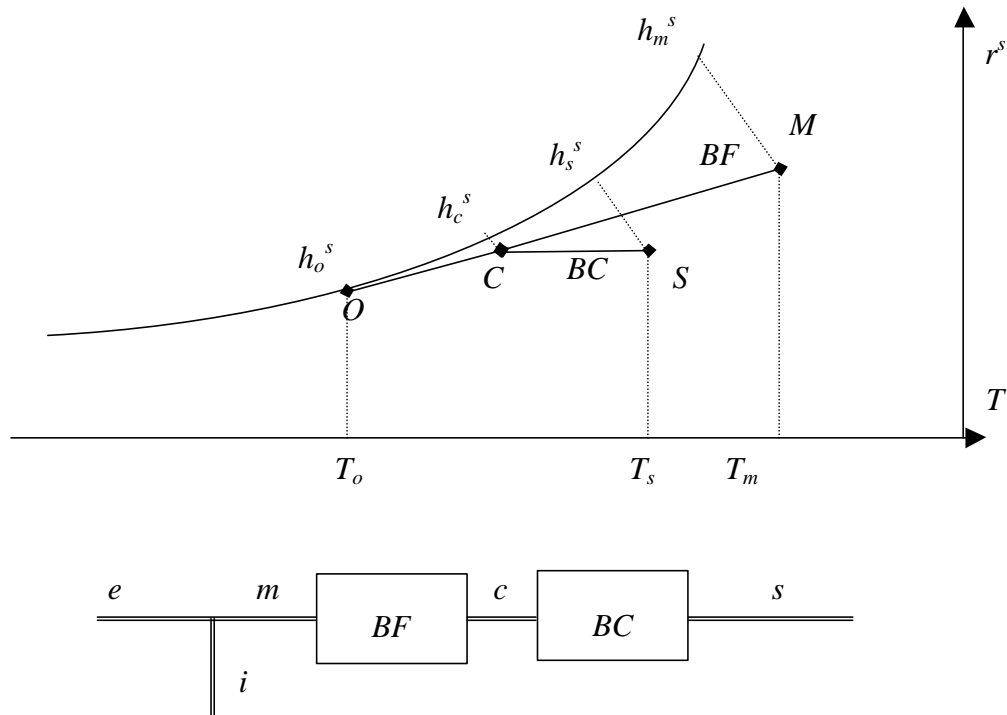
batterie froide :

$$P_{BF} = m_{a,s} \cdot (h_m^s - h_s^s) = 1,02 \times m_{a,s} \cdot (T_m - T_c) + 2500 \times m_{a,s} \cdot (r_m^s - r_c^s)$$

$$e = \frac{[MC]}{[MO]} = \frac{T_m - T_c}{T_m - T_o} = \frac{r_m^s - r_c^s}{r_m^s - r_o^s}$$

Batterie chaude :

$$P_{BC} = m_{a,s} \cdot (h_s^s - h_c^s) = 1,02 \times m_{a,s} \cdot (T_s - T_c)$$

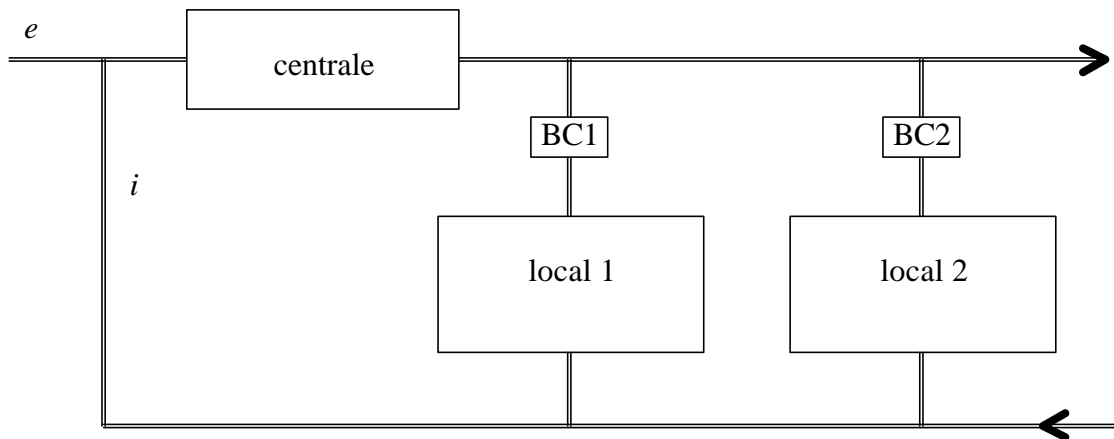


4.4 SYSTÈMES PERMETTANT D'ADAPTER L'AIR SOUFLÉ À DES CHARGES DIFFÉRENTES

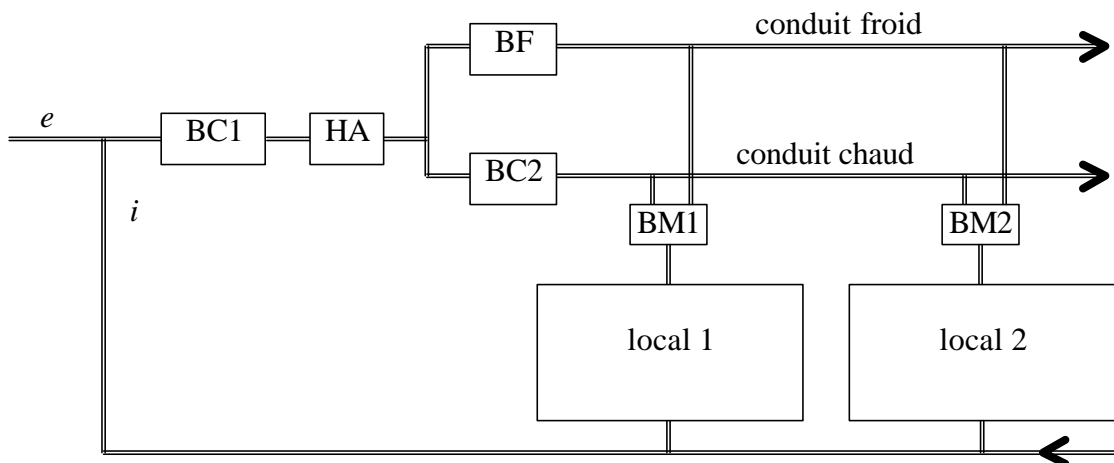
Pour climatiser avec la même centrale des locaux de charge différente, il est nécessaire d'adapter la qualité de l'air soufflé à chaque local. Les principales méthodes utilisées sont les suivantes :

- Le système le plus simple consiste à faire varier le débit de l'air soufflé à l'entrée de chaque local à l'aide d'une bouche d'ouverture réglable. L'inconvénient de ce procédé est de perturber l'équilibrage de l'ensemble du réseau aéraulique lorsqu'on agit sur une seule bouche; ce qui modifie le débit de l'air soufflé par les autres bouches sans contrôle possible. Il faut donc utiliser ce procédé avec précaution pour usage restreint (ex : salle de conférence peu utilisée).

2- Le deuxième procédé consiste à déplacer la deuxième batterie chaude de la centrale (utilisée l'hiver avec l'humidificateur adiabatique : cf §4.3) et à la placer à l'entrée de chaque local en réglant son fonctionnement sur la température ambiante du local correspondant. Ce procédé permet de maintenir l'équilibre aéraulique du réseau mais ne permet pas d'assurer simultanément le confort de locaux dont l'amplitude des variations de charge est très importante. Il a cependant l'avantage de rester simple sur le plan du réseau.



3- Pour des locaux dont les charges varient de façon importante (ex : bureaux à façade très ensoleillée à climatiser en même temps que des bureaux orientés au nord), il est nécessaire de concevoir un réseau à deux conduits (air chaud et air froid : cf. schéma) Le mélange de l'air chaud et de l'air froid se fait à l'entrée de chaque local, la vanne de mélange étant réglée sur la température ambiante du local. L'inconvénient de ce procédé réside dans l'obligation de doubler le réseau d'air (coût et encombrement).



BCI : première batterie chaude

HA : humidificateur adiabatique

BF : batterie froide

BC2 : deuxième batterie chaude

BM1 : boîte de mélange du local 1

BM2 : boîte de mélange du local 2

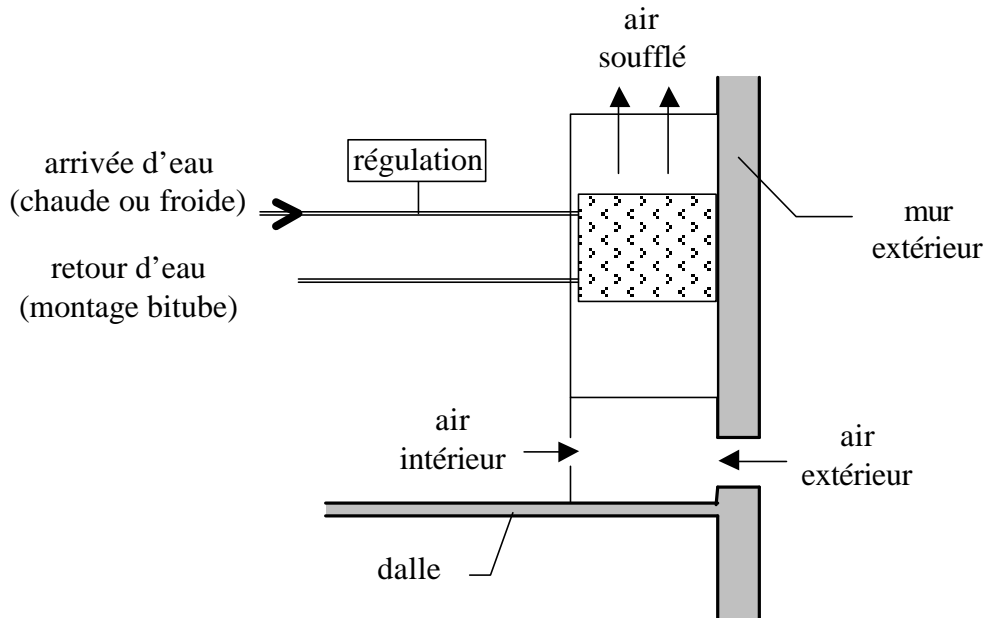
5.1 DÉFINITION

Un système tout eau est un système de climatisation où l'air est traité dans chaque local par passage dans un ventilo-convecteur. Le ventilo-convecteur est un échangeur dynamique (échanges par convection forcée) air/eau où l'eau introduite (chaude en hiver, froide en été) provient soit d'une chaudière en hiver, soit d'une centrale de préparation d'eau glacée en été.

On notera qu'un convecteur classique utilisé pour le chauffage uniquement (convection naturelle de l'air) ne peut pas fonctionner convenablement pour le refroidissement d'été car

l'air frais fabriqué resterait au niveau du plancher du fait de sa masse volumique plus élevée que celle de l'air ambiant : la zone de confort de la pièce ne serait donc pas climatisée. D'où l'usage indispensable d'un ventilateur qui puise l'air frais dans cette zone de confort. De là vient l'appellation "ventilo-convecteur".

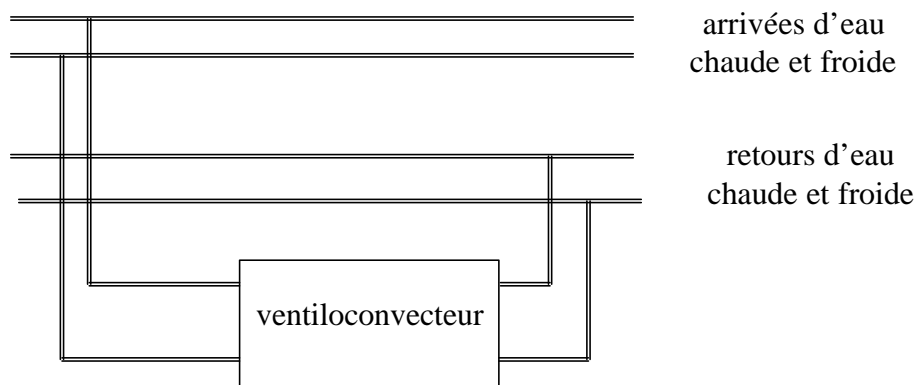
5.2 FONCTIONNEMENT D'UN VENTILO-CONVECTEUR



Sur le schéma ci-dessus, on observe qu'un mélange d'air intérieur repris et d'air extérieur (pour le renouvellement d'air) est aspiré par un ventilateur pour circuler dans une batterie chaude ou froide (suivant qu'elle est alimentée en eau chaude ou froide) avant d'être soufflé dans le local à climatiser. Le montage représenté, dit bi-tube, (un tube aller, un tube retour pour l'eau) pose problème lorsqu'il faut simultanément chauffer un local et en refroidir un autre (impossibilité de véhiculer en même temps de l'eau chaude et froide) ou lorsqu'on a de brusques variations des charges (période de transition entre une période de chauffage et une période de refroidissement).

Pour un meilleur confort, il est donc intéressant d'avoir une double alimentation en eau chaude et froide et disposer d'une vanne mélangeuse à l'entrée de chaque ventilo-convecteur; le retour étant alors commun, on a dans ce cas un montage trois-tubes. L'inconvénient de ce montage est de retourner vers la chaudière et la centrale de préparation d'eau glacée une eau à la même température; ce qui n'est pas économique.

Le système le plus complet est donc obtenu avec le montage quatre-tubes où les réseaux d'eau chaude et d'eau froide sont complètement séparés. Au niveau de chaque ventilo-convecteur, un piquage est réalisé sur chaque réseau de manière à faire circuler au contact de l'air à traiter un débit variable (fonction des charges) d'eau chaude et d'eau froide (cf. schéma).



L'inconvénient de ce montage est alors la lourdeur du réseau d'eau et son encombrement (qui reste cependant largement inférieur à l'encombrement des gaines d'air d'un réseau tout air).

Quelque soit le montage, il faut penser à :

- Installer un réseau de récupération des condensats, inévitables en été dans chaque ventilo-convecteur.
- Isoler les conduites d'eau, en particulier les conduits d'eau froide sur lesquels il y a risque de condensation de la vapeur d'eau de l'air ambiant.

On notera que le système tout eau n'est pas un véritable système de climatisation au sens défini au paragraphe 1 puisqu'il n'y a pas de contrôle possible de l'humidité de l'air ambiant. Son avantage est de permettre un contrôle des températures ambiantes hiver comme été sans l'encombrement des gaines du système tout air.

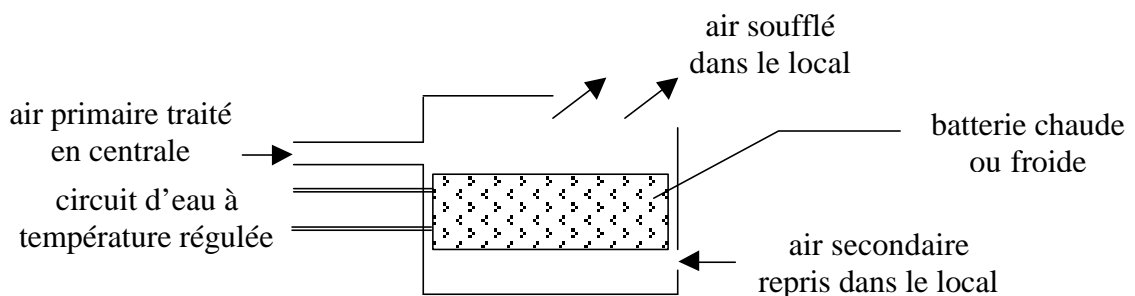
6 Système air-eau

6.1 DÉFINITION

C'est, un système qui nécessite un prétraitement de l'air soufflé dans une centrale et un ensemble de préparation d'eau chaude et d'eau glacée pour adapter l'état de l'air soufflé aux conditions de charge de chaque local. Le mélange de l'air prétraité en centrale (ou air primaire) et de l'air recyclé traité localement dans une batterie chaude ou froide (ou air secondaire) s'effectue dans un éjecto-convecteur.

Ce procédé de climatisation est, comparativement aux procédés décrits dans les paragraphes précédents, celui qui assure la plus grande souplesse d'utilisation.

6.2 Fonctionnement d'un éjecto-convecteur



L'air primaire injecté dans l'éjecto-convecteur entraîne par induction une certaine quantité d'air secondaire en provenance du local. Avant d'être mélangé à l'air primaire, cet air secondaire passe dans une batterie chaude ou froide (suivant qu'elle est alimentée en eau chaude ou froide, et donc suivant les charges à compenser) : cf. schéma.

Comme pour les ventilo-convecteurs, on peut utiliser un montage bi-tube, trois-tubes ou quatre-tubes (cf. § précédent) suivant le souplesse de fonctionnement désirée; on notera cependant que le prétraitement de l'air primaire assure déjà une certaine souplesse que nous n'avions pas avec les systèmes tout-eau.

Une autre méthode consiste à prévoir deux batteries (une chaude et une froide) au travers desquelles on fait passer à part égale le débit d'air secondaire. A la sortie des deux batteries, l'air est remélangé avec possibilité de régler la proportion d'air réchauffé et d'air refroidi par action sur un volet de réglage. Quelque soit le système utilisé, un bac de récupération des condensats est nécessaire, comme dans les ventilo-convecteurs.

Un éjecto-convecteur est caractérisé par :

- le taux d'induction i qui est le rapport entre le débit d'air secondaire et le débit d'air primaire.
- la puissance de la batterie (chaude ou/et froide)

L'avantage par rapport aux ventilo-convecteurs est de permettre une véritable climatisation avec contrôle de l'humidité des locaux (obtenue par l'air primaire) et une meilleure souplesse d'utilisation.

L'avantage par rapport au système tout-air est de limiter la quantité d'air transporté (on ne transporte dans le réseau aéraulique que le débit de renouvellement d'air, puisque l'air recyclé est traité dans chaque éjecto-convecteur) ; cela permet un réseau aéraulique moins encombrant et plus économique. Le système air/eau permet également d'assurer plus facilement la climatisation de tous les locaux même à charges très différentes et très variables (en particulier pas de double gaine chaude et froide). Le seul inconvénient est le léger sifflement que l'on perçoit dû à l'accélération de l'air primaire à l'entrée de l'éjecto-convecteur nécessaire pour entraîner l'air secondaire.

Il reste que le confort apporté par les systèmes air/eau nécessite une centrale de préparation d'air et une centrale de préparation d'eau (chaudière et préparation d'eau glacée).

1- GENERALITES

Qu'entend-on par confort thermique? Cette notion est assez difficile à définir de façon précise car elle est très subjective. Certains individus appelleront une ambiance confortable, une ambiance paraissant surchauffée ou encore trop fraîche à d'autres...

En fait, il est plus facile de mettre en évidence la notion d'inconfort car on parlera d'ambiance inconfortable ressentie sur le plan physiologique lorsque le corps humain doit faire appel à ses mécanismes régulateurs internes ; ce qui se traduit par une sensation désagréable (ex: une sensation de froid peut s'accompagner de frissonnements, la sensation d'étouffement est en général liée à la transpiration).

Il est donc possible de définir clairement une ambiance inconfortable pour un individu donné. Reste le problème des écarts importants entre individus. Aussi, tout critère de confort thermique se voulant le plus exhaustif possible devra être défini à partir d'une étude statistique portant sur un échantillon représentatif d'êtres humains. C'est, ce qui est effectivement fait dans les laboratoires qui se préoccupent du confort thermique (le précurseur étant celui du Prof.Fanger de l'université de Lingby-Danemark).

Mais avant d'aller plus loin, il est nécessaire de définir les paramètres caractéristiques de l'environnement qui peuvent, dans certaines conditions, entraîner une sensation d'inconfort. Ces paramètres sont pour l'essentiel:

- la température ambiante
- l'humidité de l'air ambiant
- les écarts de température subis dans le temps et dans l'espace
- les mouvements de l'air ambiant
- le bruit environnant

Nous nous proposons dans ce chapitre de passer en revue ces différents paramètres, excepté le dernier lié à des problèmes acoustiques, vus dans un autre cours.

De tels paramètres, nous l'avons vu, sont à rapprocher des conditions physiologiques du corps humain puisqu'une ambiance confortable doit réaliser un état d'équilibre harmonieux entre le corps humain et son environnement. Cet objet pourrait représenter le but que doit atteindre le thermicien pour tout projet de bâtiment.

Un tel objectif nécessite évidemment des connaissances de physique (étude des transferts thermiques entre corps humain et ambiance) mais également un minimum de connaissances de physiologie humaine. C'est pourquoi, avant d'aborder l'étude des paramètres sensibles pour la sensation de confort, nous allons étudier dans un premier temps comment se traduit sur le plan physique et physiologique l'état d'équilibre thermique du corps humain.

2- ETUDE DE L'ETAT D'EQUILIBRE THERMIQUE DU CORPS HUMAIN

On sait que la température intérieure du corps humain est constante et égale à 37°C. Il y a donc un transfert thermique entre l'intérieur du corps et l'ambiance extérieure à température variable.

On conçoit aisément que l'état d'équilibre est atteint lorsque le corps est capable d'équilibrer la quantité de chaleur échangée entre l'intérieur et l'extérieur. Pour cela, le corps humain fabrique continuellement de l'énergie qui est essentiellement fonction de l'âge, du sexe et de l'activité physique de l'individu. Cette énergie est appelée **métabolisme humain**.

On comprend donc que si notamment l'activité physique n'est pas adaptée aux conditions ambiantes, une sensation d'inconfort apparaît, par mise en route de mécanismes régulateurs internes qui modifient le métabolisme ou les conditions de transfert de chaleur entre le corps humain et l'ambiance.

Pour éviter cette sensation désagréable, outre la possibilité de modifier son activité physique (ce qui n'est pas toujours possible), l'homme peut agir de deux façons:

- par modification de l'ambiance (chauffage ou climatisation)

- par modification de l'isolation de son corps en ajustant l'épaisseur de ses vêtements à son activité physique et aux conditions ambiantes.

L'état d'équilibre thermique du corps humain avec son environnement peut donc se traduire par l'équation:

$$(1) \qquad M = P + E$$

avec:

- M : métabolisme humain en W
- P : puissance échangée entre corps humain et ambiance sous forme latente (évaporation de la sueur essentiellement) en W
- E : puissance échangée entre corps humain et ambiance sous forme sensible (due aux écarts de température entre ces deux milieux uniquement) en W

La puissance P peut se décomposer en deux :

$$(2) \qquad P = P_c + P_r$$

avec $P_c = h_c.A.(T_c - T_a)$

- P_c : puissance échangée par convection en W :
- h_c : coefficient d'échange par convection 4,2 W.iti" .K (valeur moyenne)
- A : surface externe du corps humain en m (environ 2m)
- T_c : température de surface externe du corps humain en °C
- T_a : température de l'air ambiant en °C

et $P_r = h_r.A.(T_c - T_p)$

- P_r : puissance échangée par rayonnement en W :
- h_r : coefficient d'échange par rayonnement $h_r \approx 4,7 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}$ (valeur moyenne)
- T_p : température moyenne des parois autour du corps humain

On notera que P_r a été linéarisé en $(T_c - T_p)$ compte tenu des faibles écarts de température.

Quelques valeurs du métabolisme humain figurent dans le tableau suivant en fonction de l'activité et avec une décomposition en puissance échangée avec l'ambiance sous forme sensible (P) et latente (E), en fonction de la température ambiante.

ambiance		19°C		21°C		23°C		25°C		27°C		29°C	
métabolisme humain (W)	tot	P sens	E lat	P sens	E lat	P sens	E lat	P sens	E lat	P sens	E lat	P sens	E lat
assis, repos	110	86	24	79	31	73	37	67	43	59	51	45	65
debout, repos	125	94	31	86	39	78	47	70	55	61	64	46	79
vendeur debout	150	100	50	91	59	82	68	72	78	62	88	47	103
activité importante	200	117	83	104	96	90	110	75	125	63	137	48	152
marche tranquille	225	126	99	111	114	96	129	81	144	65	160	51	174
mécanicien, peintre	250	136	114	119	131	103	147	87	163	70	180	53	197
serveur restaurant	275	145	130	128	147	111	164	96	179	78	197	63	212
marche normale	300	153	147	137	163	120	180	105	195	87	213	72	228
marche rapide, danse	400	190	210	172	228	154	246	138	262	120	280	100	300

Remarque : Femmes -20% et Enfants -20 à -40%

A partir de l'équation d'équilibre (I), on peut mieux analyser les réactions du corps humain à son environnement en examinant comment le corps rétablit l'équilibre (I) lorsque celui-ci est rompu:

1er cas : $M > (P + E)$

C'est, le cas où l'activité est trop importante par rapport aux échanges avec l'ambiance (cas en été principalement). Pour rétablir l'équilibre, il faut:

- diminuer M , c'est, à dire l'activité (si c'est possible!)

- ou augmenter P , c'est à dire P_c ou P_r , ce qui est obtenu en augmentant $(T_c - T_a)$ ou $(T_c - T_p)$, donc T_c par rapport à T_a ou T_p .
- ou augmenter E , c'est, à dire le mécanisme de transpiration (ce qui se traduit par une diminution de T_a au voisinage immédiat du corps puisque l'énergie nécessaire à la vaporisation de la sueur est prise à l'air en contact avec le corps).

2ème cas : $M < (P + E)$

C'est, le cas où l'activité est insuffisante par rapport aux échanges (en hiver surtout). Pour rétablir l'équilibre, il faut:

- augmenter M par une augmentation de l'activité volontaire ou involontaire (chair de poule, frissonnements)
- diminuer P , c'est à dire P_c ou P_r en diminuant $(T_c - T_a)$ ou $(T_c - T_p)$, donc T_c par rapport à T_a ou T_p
- diminuer A par mise en boule du corps (mais position peu confortable).

Evidemment, à chaque fois que le corps fait appel à ses mécanismes régulateurs internes pour rétablir l'égalité (1), il ressent une sensation d'inconfort qui sera évitée en agissant sur l'ambiance ou l'isolation du corps :

action sur l'ambiance:

On modifie alors T_a ou T_p donc l'écart $(T_c - T_a)$ ou $(T_c - T_p)$ par chauffage ou climatisation.

action sur l'isolation du corps:

On modifie T_c sans faire appel aux mécanismes de régulation internes

3- PARAMETRES SENSIBLES DU CONFORT

Ces paramètres qui ont déjà été définis au paragraphe 1 sont :

- la température (ambiante, de paroi, de surface du corps)
- l'humidité ambiante
- les écarts de température (dans l'espace et dans le temps)
- les mouvements de l'air ambiant

3.1- INFLUENCE DE LA TEMPÉRATURE SUR LE CONFORT

Considérons successivement les températures de l'environnement et celle de la surface du corps:

3.1.1 Températures de l'environnement

Il faut distinguer T_a (air ambiant) et T_p (parois) du fait des deux modes de transfert correspondants (convection et rayonnement) ; ce qui, pour un système de chauffage ou de climatisation, conduit à distinguer:

- les convecteurs, ventilo-convecteurs, aérothermes et bouches de soufflage d'air chaud ou froid qui agissent sur T_a
- les panneaux, murs, planchers et plafonds rayonnants (chauds ou froids) qui agissent sur T_p

Nous verrons (§ 2.3) qu'un mode de chauffage unique (totalement par convection ou totalement par rayonnement) peut introduire des écarts sensibles entre T_a et T_p , sources d'inconfort (notés surtout dans le cas du chauffage par convection pure).

Pour les calculs, il sera commode de raisonner sur une seule température T_r , appelée température résultante définie par l'écriture de P , puissance échangée entre corps humain et ambiance sous forme sensible, sous la forme suivante:

$$(3) \quad P = h.A. (T_c - T_r)$$

où h doit correspondre à un coefficient d'échange global qui caractérise les transferts thermiques entre corps et ambiance par convection **et** rayonnement.

Il est donc naturel de poser :

$$h = h_c + h_r \quad (h_c \text{ et } h_r \text{ définis dans l'équation 2})$$

Dans ces conditions, la combinaison des équations (2) et (3) donne :

$$h \cdot (T_c - T_r) = h_c \cdot (T_c - T_a) + h_r \cdot (T_c - T_p)$$

d'où l'on tire :

$$T_r = \frac{h_c \cdot T_a + h_r \cdot T_p}{h}$$

D'où l'expression de T_r en utilisant les valeurs moyennes de h_c et h_r données dans l'équation (2):

$$T_r \approx \frac{4,2 \times T_a + 4,7 \times T_p}{4,2 + 4,7} = 0,47 \cdot T_a + 0,53 \cdot T_p \approx \frac{T_a + T_p}{2}$$

en rappelant :

$$h_c \approx 4,2 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}$$

$$h_r \approx 4,7 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}$$

T_p représente la température moyenne des parois qui environnent le corps (attention aux hétérogénéités, telles que les vitres). T_p peut être mesurée au moyen d'un thermomètre à bulbe

Un thermomètre à bulbe est une sonde de température est un thermomètre classique situé au centre d'une sphère de 9cm de diamètre, réalisée en cuivre peint de couleur foncée. La sonde prend alors en compte la température de la sphère fonction des températures des parois environnantes; le diamètre est tel que l'on s'approche le plus possible des conditions de transfert thermique par rayonnement entre le corps humain et l'ambiance.

3.1.2 température de surface du corps

On a vu à la fin du paragraphe 2 que cette température T_c est fonction de l'épaisseur de vêtement qui définit l'isolation du corps. Ce degré d'isolation peut être caractérisé par sa résistance thermique R exprimée en $\text{m}^2.\text{K}.\text{W}^{-1}$, définie à partir de la loi de Fourier en régime permanent ("loi d'Ohm thermique" : cf. cours de 1ère année) qui s'écrit :

$$(5) \qquad R = \frac{(T_h - T_c)}{\frac{P}{A}}$$

avec:

P/A : puissance sensible échangée entre corps et ambiance par unité de surface du corps

T_h : température de surface de la peau

T_c : température de surface extérieure des vêtements

Des études ont été réalisées afin de quantifier R en fonction de l'habillement. Par exemple, pour un sujet vêtu d'une chemise et d'un complet léger, $R = 0,155 \text{ m}^2.\text{K}.\text{W}^{-1}$. Cet habillement permet d'assurer le confort thermique d'une majorité d'adultes d'âge moyen au repos et assis dans une pièce dont l'air ambiant (sans mouvement important) et les parois sont à 21°C.

Une échelle caractéristique du pouvoir isolant des vêtements a été proposée, définie par une unité : le clo (de "clothes", vêtements en anglais) et par deux références :

+ 0 clo correspond à $R = 0 \text{ m}^2.\text{K}.\text{W}^{-1}$ (pas de vêtement)

+ 1 clo correspond à $R = 0,155 \text{ m}^2.\text{K}.\text{W}^{-1}$ (valeur définie ci-avant)

Le tableau ci-dessous donne quelques exemples de valeurs du clo :

repère (clo)	R ($\text{m}^2.\text{K}.\text{W}^{-1}$)	nature du vêtement
0	0	peau nue

0,25	0,039	tenue sport : short, chemisette, sandales, ...
0,1	0,078	tenue été : pantalon large et léger, chemisette, sandales, ...
1	0,15	tenue intérieur : complet léger, chemise manches longues, ...
2	0,31	tenue extérieur : tee shirt, chemise, complet, manteau, ...

La figure qui suit donne les courbes d'équilibre thermique de l'homme dans son environnement en fonction de l'habillement (défini par le clo), de l'activité (définie par le métabolisme) et de la température résultante de l'ambiance. On notera par exemple que la sensation de confort est obtenue dans les deux cas suivants

Individu assis au repos, en tenue de sport pour

$$T_r == 27\text{ }^{\circ}\text{C}$$

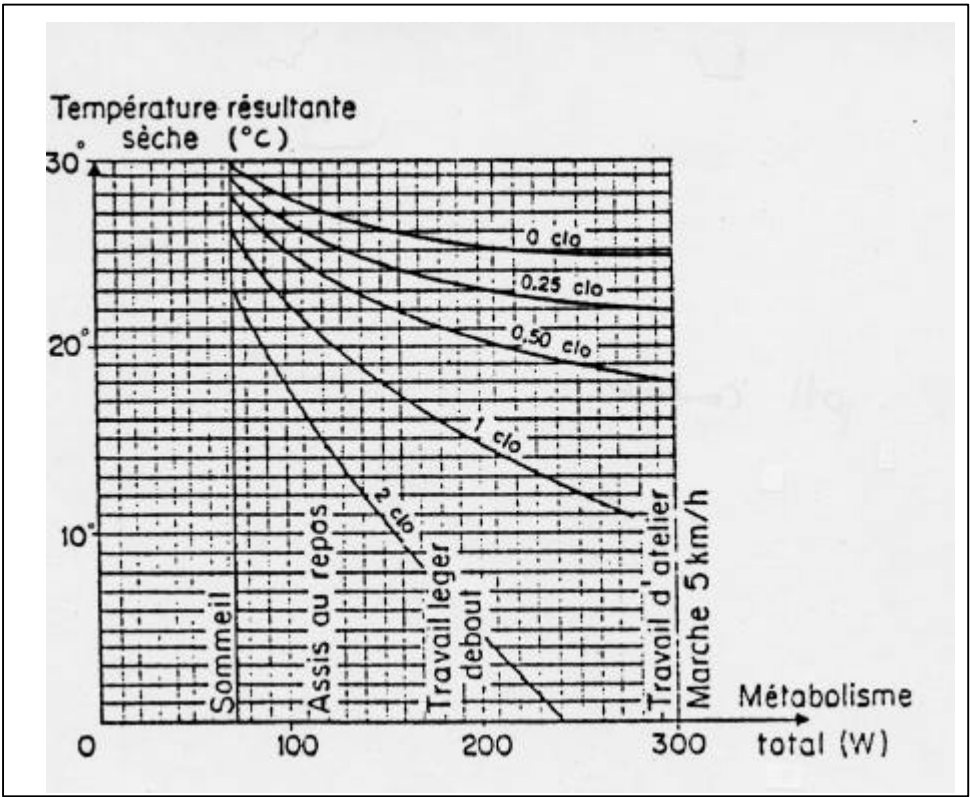
Individu debout effectuant un travail léger, en tenue extérieure pour

$$T_r = 5^{\circ}\text{C}.$$

Température résultante d'équilibre en fonction de l'activité et du vêtement.

Même ambiance et activites différentes : adopter des tenues différentes.

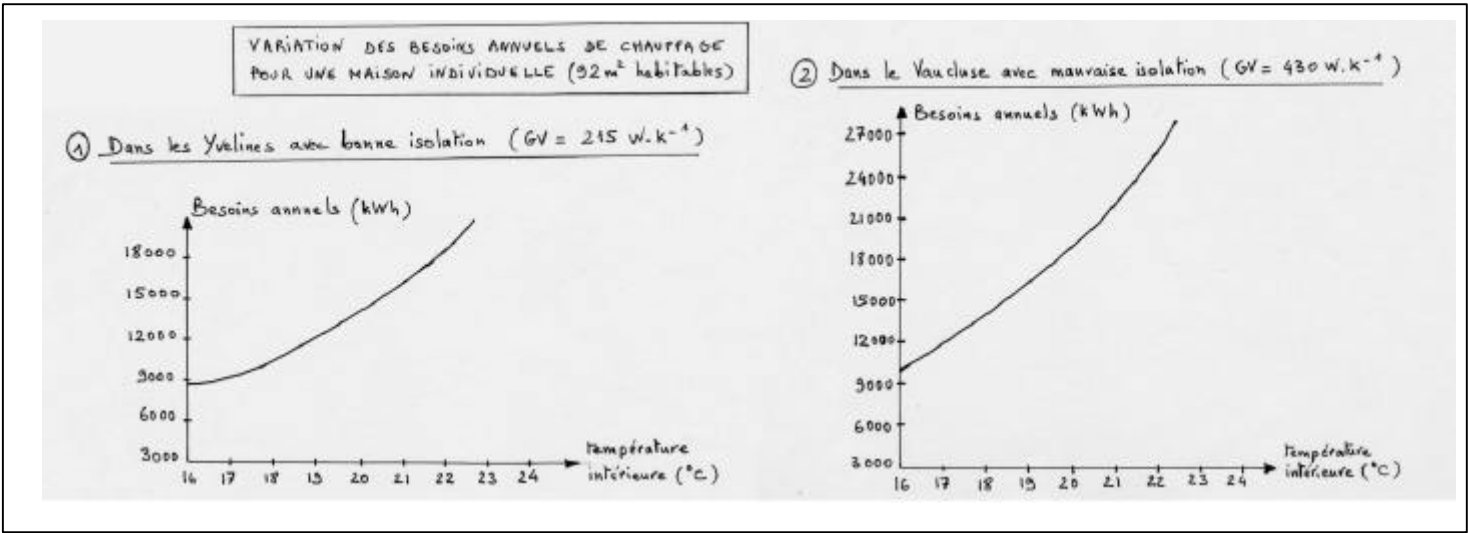
Même tenue et activités différentes : température ambiante différente.



Il est intéressant à ce niveau de rapprocher ces notions des besoins d'énergie pour le chauffage d'une habitation. La figure de la page suivante donne à titre d'exemple les variations des besoins pour une maison individuelle en fonction de la température intérieure désirée. Deux cas sont envisagés :

maison dans les la région parisienne bien isolée

maison en Provence mal isolée.

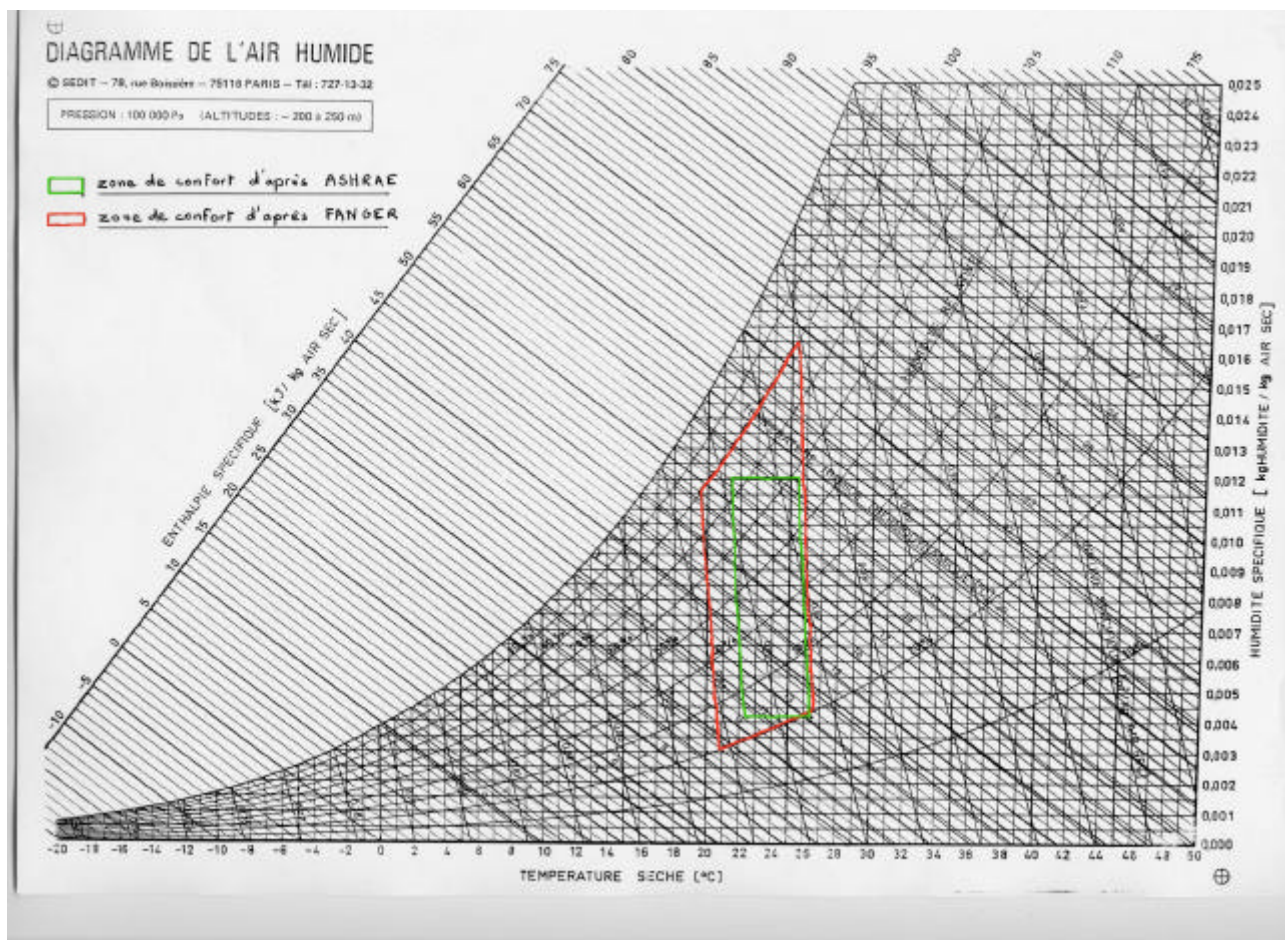


On note que les variations sont plus grandes dans le deuxième cas, car le flux de chaleur est plus important donc plus sensible à la température intérieure. La consommation annuelle pour une personne assise au repos, double dans le premier cas et triple dans le second suivant qu'elle s'habille en tenue extérieure ou en tenue légère.

3.2- INFLUENCE DE L'HUMIDITÉ AMBIANTE

La sensation d'inconfort liée à l'humidité provient de l'importance de la transpiration qui se fait d'autant plus difficilement que le milieu ambiant a une humidité relative plus grande. En effet, plus il y a d'humidité dans l'air, plus il est difficile d'évaporer la sueur et donc d'évacuer la chaleur dégagée par le métabolisme.

Cette sensation d'inconfort est aussi fonction de la température ambiante T_a puisque la puissance échangée sous forme latente croît avec T_a (cf. tableau § 2). On peut ainsi définir une zone de confort dans le diagramme de l'air humide, correspondant à des valeurs du couple (T_a, y) pour lesquelles n'est pas ressentie de sensation d'inconfort : cf figure ci-dessous.



On verra par la suite (chapitre 4) qu'un taux d'humidité trop élevé dans les habitations peut entraîner la condensation de la vapeur d'eau contenue dans l'air ambiant sur la surface intérieure des murs ou dans l'épaisseur du mur; ce qui représente évidemment une source indirecte d'inconfort.

3.3- INFLUENCE DES ECARTS DE TEMPERATURE

3.3.1 I. écarts de température dans l'espace

De tels écarts peuvent être observés entre les parois et l'air ambiant ainsi qu'entre les parois elles-mêmes et au sein de l'air ambiant. Le corps humain est très sensible à ces écarts et il convient de les limiter à des valeurs raisonnables. Des études menées au CSTB ont conduit à définir trois classes de confort que nous préciserons en fonction des types d'écart:

- classe 0 : confort assuré
- classe 1 : légèrement inconfortable

classe 2 : nettement inconfortable.

3.3.2 - écarts entre parois et air ambiant (donc entre T_p et T_a)

Des écarts importants sont observés entre T_p et T_a lorsque le mode de chauffage se fait principalement par convection ($T_a > T_p$ dans ce cas) ou principalement par rayonnement ($T_a < T_p$ dans ce cas). Par exemple, un plancher chauffant à température trop élevée entraîne des écarts de température désagréables entre tête et pieds; de tels écarts peuvent également être observés dans le sens inverse dans le cas d'un chauffage par convection et d'une dalle non isolée en contact avec l'extérieur.

Les limites de classe définies précédemment pour la température du sol T_s sont :

Classe 0 pour : $17^{\circ}\text{C} < T_s < 26^{\circ}\text{C}$
Classe 1 pour : $15^{\circ}\text{C} < T_s < 17^{\circ}\text{C}$ ou $26^{\circ}\text{C} < T_s < 28^{\circ}\text{C}$
Classe 2 pour : $T_s < 15^{\circ}\text{C}$ ou $T_s > 28^{\circ}\text{C}$

Un plancher chauffant sera donc jugé confortable lorsqu'il n'entraîne pas de température du sol supérieure à 26°C .

Plus généralement, pour caractériser cette gêne, le CSTB propose de prendre en compte l'écart de température ΔT mesuré sur une même verticale entre deux points situés respectivement à 1,8 et 0,1 m au dessus du sol. Les limites de classe correspondant à ΔT sont :

Classe 0 pour : $0^{\circ}\text{C} < \Delta T < 3^{\circ}\text{C}$
Classe 1 pour : $3^{\circ}\text{C} < \Delta T < 5^{\circ}\text{C}$
Classe 2 pour : $\Delta T > 5^{\circ}\text{C}$

On notera que la même gêne est ressentie lorsqu'un individu se trouve dans une ambiance chauffée par convection mais au voisinage d'une vitre froide. D'où l'intérêt du double vitrage.

3.3.3 - écarts entre les parois elles-mêmes

La gêne est ressentie entre deux parois, l'une chauffée (ex: plancher ou mur chauffant), l'autre fortement refroidie (de faible résistance thermique et en contact avec l'extérieur). D'où l'importance une nouvelle fois de limiter les températures des parois chauffées et d'isoler convenablement les murs extérieurs

3.3.4 - écarts au sein de l'air ambiant

Les forts gradients de température dans l'air ambiant sont une conséquence du chauffage par convection naturelle qui tend à confiner les couches d'air chaud au voisinage du plafond (où personne ne vit) et les couches d'air froid près du plancher. Le résultat en est non seulement un écart désagréable de température entre tête et pieds mais également une source de perte d'énergie puisque pour maintenir la zone de vie à une température confortable, il faut surchauffer inutilement l'air au voisinage du plafond (conséquence d'autant plus marquée que la hauteur sous plafond est importante: cf. mezzanines). Un recyclage dynamique des couches d'air par ventilateur peut être nécessaire.

3.3.5 2 Ecarts de température dans le temps

Il faut éviter des cycles de mise en route-arrêt des corps de chauffe tels qu'ils entraînent des variations importantes de température du local dans le temps. D'où l'importance de l'emplacement et de la précision de la sonde de température ainsi que de la finesse du régulateur qui doit agir en fonction de l'inertie du bâtiment et de l'installation de chauffage.

3.4- INFLUENCE DES MOUVEMENTS DE L'AIR

Les mouvements d'air autour du corps humain modifient les transferts thermiques entre celui-ci et l'ambiance. Quand la vitesse *V* de l'air croît :

- le mécanisme de transpiration diminue d'intensité, donc *E* décroît (mais faiblement)
- le coefficient d'échange par convection entre corps et air croît, ce qui augmente *P_c*, puissance échangée par convection de façon importante.

Ces résultats se retrouvent dans le tableau ci-dessous où l'on peut observer l'accroissement des déperditions totales (sensibles et latentes) quand *V* passe de 0 à 1 m/s.

Une vitesse d'air *V* inférieure à 0,2m/s est conseillée dans la zone de vie; ce qui aura des conséquences sur les vitesses admissibles de soufflage d'air en sortie des bouches de climatisation (cf. cours de climatisation).

Le critère de confort défini par le CSTB pour caractériser les mouvements d'air est la température effective de courant d'air *T_e* définie par :

Te = Ta-Tac-7,66(V-0,15) avec :	
Ta	température locale de l'air ambiant
Tac	température de l'air au centre de la pièce
V	vitesse locale de l'air ambiant en m/s

Les limites de classe sont pour *T_e* :

classe	niveau chevilles	reste du corps
0	-3,3°C à 1,4°C	-1°C à 1,4°C
1	-4,3°C à -3,3°C ou 1,4°C à 2,1°C	-1,7°C à -1°C ou 1,4°C à 2,1°C
2	<-4,3°C ou > 2,1°C	<-1,7°C ou > 2,1°C

Variations de *P* et *E* en fonction de *T_a* et *V* :

V m/s	échanges	température ambiante Ta en °C											
		10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32
0	P (W)	136	125	115	106	97	92	85	77	68	58	46	32
	E (W)	21	21	21	21	23	27	32	41	49	59	68	81
	P+E=M (W)	157	146	136	127	120	119	117	118	117	117	116	113
1	P (W)	151	140	130	121	111	103	96	87	80	68	54	37
	E (W)	19	19	19	19	19	20	24	31	38	49	60	77
	P+E=M (W)	170	159	149	140	130	123	120	118	118	117	114	114

4- CONCLUSION

Un système de chauffage ou de climatisation devra respecter les normes de confort que nous venons de voir, mais cela ne suffit pas ; en effet, il est également essentiel que l'utilisateur soit informé du fonctionnement de ce système :

- * qu'il n'aère pas par exemple son logement en ouvrant les fenêtres alors qu'un débit convenable de renouvellement d'air neuf a été prévu grâce à la VMC (ventilation mécanique contrôlée)
- * ou qu'il agisse continuellement sur le réglage manuel des consignes de température alors que le système de régulation est prévu pour effectuer ce travail et en sera perturbé etc...

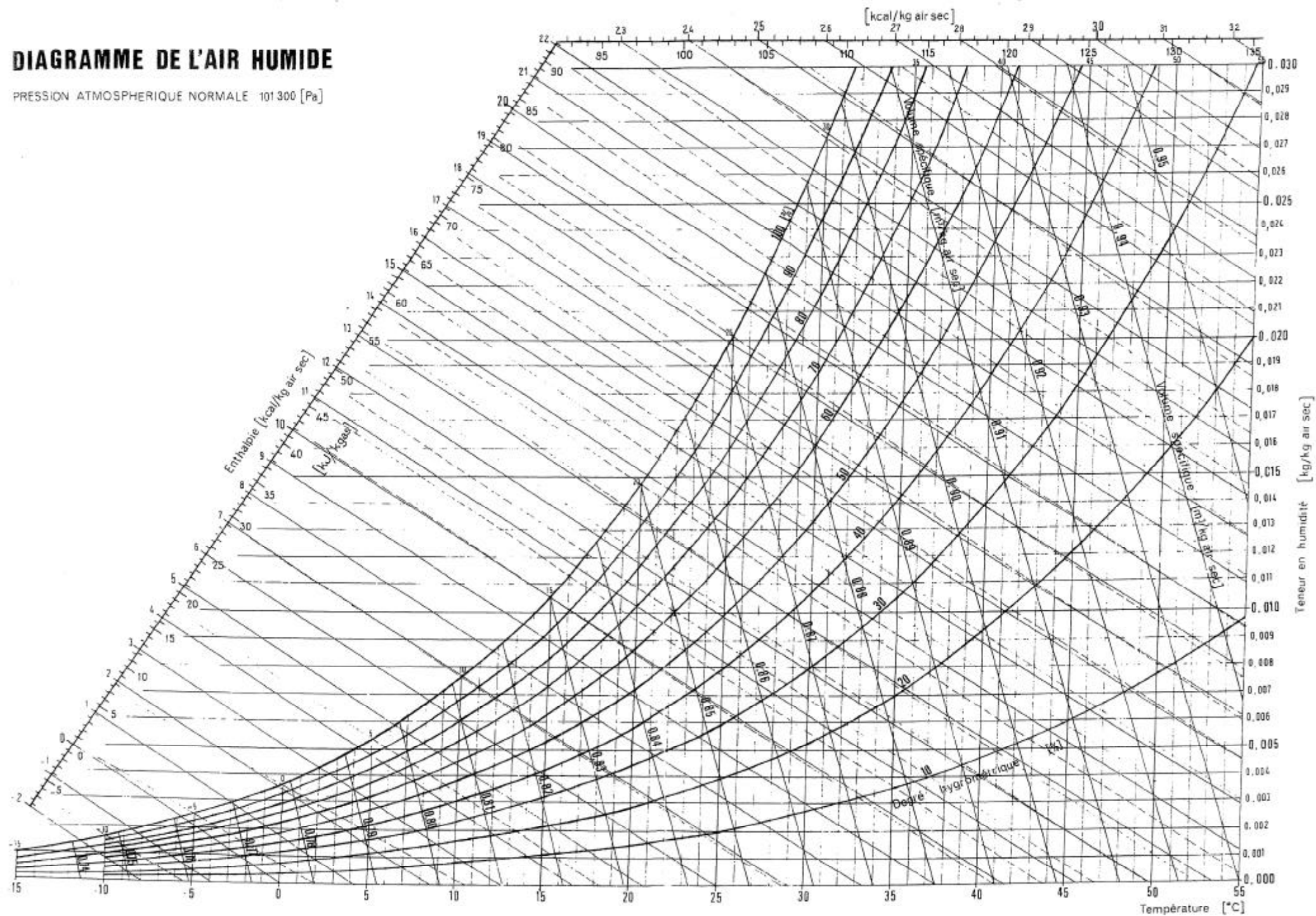
Des études menées sur des installations rénovées après le premier choc pétrolier (1974) ont montré que le comportement des individus a joué sur près des 2/3 de l'énergie économisée après 1974 ; le tiers restant étant obtenu par l'amélioration de l'isolation et du système de chauffage. On a ainsi pu observer notamment un abaissement progressif des températures intérieures à partir de 1974 (les habitants acceptant de se couvrir plus chez eux) puis une nouvelle hausse des mêmes températures à la fin des années 80 quand le prix de l'énergie s'est mis à chuter (cf fig. donnée en introduction).

Le problème se pose de la même manière en été: les usagers acceptent de moins en moins des températures élevées de l'ambiance (bureau, habitat, voiture) d'autant qu'il leur est proposé une gamme de plus en plus vaste de petits climatiseurs individuels simples à installer. D'où une évolution au cours du temps du critère d'inconfort d'été et une tendance très actuelle à une augmentation importante des dépenses énergétiques pour assurer le confort d'été.

Vivre en gérant mieux la température de chaque pièce en fonction de son occupation et de son utilisation, est d'abord un mode de comportement relayé ensuite par un système de régulation : le planning d'occupation et d'utilisation des pièces, ainsi que le mode d'habillement sont des décisions individuelles que la régulation doit pouvoir prendre en compte.

DIAGRAMME DE L'AIR HUMIDE

PRESSION ATMOSPHERIQUE NORMALE 101300 [Pa]



INTRODUCTION

L'objectif de ce cours est l'acquisition de notions de thermique appliquées aux problèmes spécifiques du bâtiment avec, pour souci principal, la volonté d'assurer le confort des ambiances intérieures, en tenant compte des problèmes économiques.

CONTEXTE ECONOMIQUE GENERAL

Deux niveaux économiques sont à considérer :

- celui concernant l'investissement initial pour la réalisation de l'ouvrage
- celui concernant l'entretien de l'ouvrage et le fonctionnement des équipements

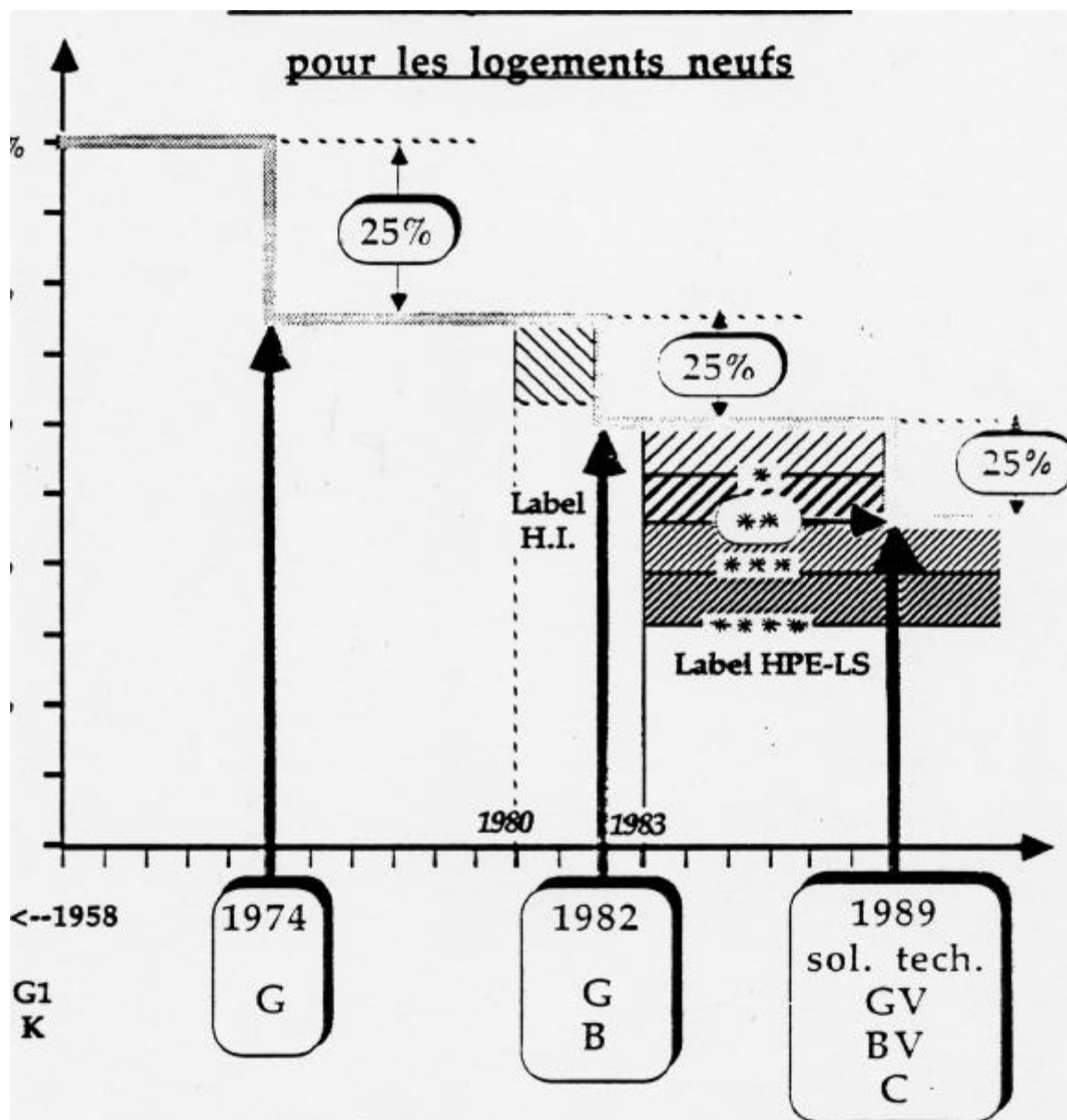
INVESTISSEMENT INITIAL

L'optimisation de l'équilibre thermique d'un bâtiment a des conséquences sur :

- le choix des matériaux de construction
- leur technique de pose (minimiser les ponts thermiques)
- la conception de l'enveloppe (ouverture privilégiée au sud par exemple pour favoriser les apports solaires => travail en collaboration avec l'architecte).

Un équilibre est évidemment à trouver entre le surcoût initial et les économies qui seront obtenues ultérieurement grâce à ce surcoût (cf.§2). Cet équilibre est difficile à réaliser car le coût de fonctionnement d'un système de chauffage ou d'eau chaude sanitaire dépend en grande partie du choix de l'énergie (fossile solide ou liquide, gaz, électricité) ainsi que de l'évolution dans le temps des coûts de cette énergie :

Réduction de consommation énergétique en logements neufs depuis 1974



On peut prévoir amortir un surcoût destiné à réaliser des économies d'énergie en une dizaine d'années d'exploitation par exemple ; mais si le prix de l'énergie évolue de façon sensiblement différente par rapport à l'évolution prise en compte dans le calcul initial, la durée d'amortissement devient complètement fautive. L'effet est particulièrement dissuasif lorsque le prix de l'énergie baisse comme ce fut le cas à la fin de la décennie 80 (cf. schéma ci-contre donnant évolution des prix du pétrole pendant cette période).

On notera que la conséquence en est non seulement une désaffection pour les systèmes économeurs d'énergie mais également une évolution des comportements conduisant à l'usage de températures intérieures plus élevées par exemple (cf. courbe ci-contre d'après E.Mounier CSTB).

D'où le rôle important que joue l'état à ce niveau en pondérant ces effets par :

- des incitations financières aux investissements destinés à économiser l'énergie (réductions d'impôts, primes...)
- un blocage des projets entraînant des dépenses d'énergie trop importantes. Ce résultat est obtenu grâce à des normes qui permettent de caractériser la consommation énergétique des bâtiments. La réglementation définit des coefficients que nous étudierons plus loin en détail (cf. fig. doc). CSTB indiquant les économies énergie réalisées grâce à introduction de ces coefficients:

Th-U pour les parois de l'enveloppe.

Th-Bât pour l'ensemble de l'enveloppe.

Th-C pour la consommation énergétique

Th-E pour le comportement estival

Il est intéressant de noter la part relative des sommes investies pour tout ce qui touche l'isolation, le chauffage, la ventilation, l'alimentation en eau chaude et froide (thermique, fluide), comparée aux autres parts d'un projet de bâtiment. Nous donnons ci-après un exemple correspondant à la construction de 31 logements locatifs HLM chauffés par convecteurs électriques :

- gros-oeuvre	4.432.000 F	51%
- thermique-fluide	1.846.000 F	21%
- second-oeuvre (autre que thermique-fluide)	1 186.000 F	14%
- frais divers	1.183.000 F	14%
total	8.647.000 F	100%

La part du second œuvre est ici relativement faible (35% au total). Pour un projet avec prestations plus luxueuses, elle peut dépasser 50% du total.

ENTRETIEN DE L'OUVRAGE ET FONCTIONNEMENT DES EQUIPEMENTS

Il faut savoir que la part "entretien" représente une part plus importante que la part "investissement second œuvre" ; d'où un enjeu financier important. Il faut prendre en compte :

- les problèmes de dégradation de l'ouvrage dans le temps, souvent dus à des chocs thermiques ou à la condensation de la vapeur d'eau. Une bonne étude thermique des matériaux et de leur agencement permet d'éviter de tels problèmes.
- le coût annuel de chauffage (et éventuellement de climatisation), directement fonction de la conception (donc de l'investissement) initiale. On notera qu'il est toujours préférable de concevoir l'ensemble du système de chauffage en même temps que l'enveloppe en raison des interactions inévitables entre les deux : des ajouts progressifs au fil des années (et donc des disponibilités financières) de systèmes économeurs d'énergie peuvent perturber certains éléments de la chaîne (en particulier tout système qui modifie la température de distribution du fluide caloporteur).

D'où l'importance du rôle joué par le thermicien à tous les niveaux : depuis la conception avec l'architecte jusqu'à l'entretien et la maintenance en passant par le contrôle pendant la construction.

CONTEXTE LIE A LA PROTECTION DE L'ENVIRONNEMENT

Depuis le début des années 90, la protection de l'environnement est devenue un souci majeur des pays développés et qui, par l'intermédiaire d'une très forte campagne médiatique, marque l'opinion publique. Or on sait (on le verra de façon plus précise au cours de l'étude de la combustion) que produire de l'énergie est source de pollution (en particulier gaz nocif et gaz contribuant à l'effet de serre évacués dans l'atmosphère lors de la combustion de charbon, FOD ou fuel oil domestique, gaz...).

On peut donc concevoir le choix d'une source d'énergie non plus en terme économique mais en terme de protection de l'environnement. Ce qui nécessite un bilan complet, ou écobilan, des émissions d'éléments polluants au cours de toute la "vie" du produit étudié (extraction, traitement, transport, combustion) : on pourrait en effet conclure hâtivement que l'électricité en tant que source d'énergie pour le chauffage est moins polluant que le FOD ou le gaz naturel (pas de combustion dans l'habitation), mais il faut considérer aussi comment est fabriquée l'électricité ! Se pose alors le problème difficile du poids relatif à donner à chaque source différente de pollution (est- il plus grave de générer en petite quantité un gaz très toxique ou en grande quantité un gaz qui contribue à l'effet de serre ?).

On peut aussi justifier les systèmes permettant d'économiser l'énergie en précisant que toute énergie économisée correspond à une baisse d'émission des polluants donc à une protection accrue de l'environnement. Les fabricants de tels systèmes, ainsi que les fabricants de produits isolants pour le

bâtiment ne s'y trompent pas : du fait du faible coût actuel des combustibles, leur argument publicitaire est maintenant moins centré sur la baisse de la facture énergétique que sur la protection de l'environnement (même raisonnement que les fabricants de lessive !).

CONTEXTE LIE A L'UTILISATEUR

On a déjà vu au paragraphe 2 le rôle important du poste entretien et fonctionnement des équipements où interviennent en particulier les dépenses d'énergie. Mais il ne s'agit pas de minimiser ces dépenses sans tenir compte de l'objectif principal de tout système de chauffage ou climatisation, à savoir le confort intérieur. Or, ce confort est fonction :

- de l'enveloppe avec en particulier les différences de température entre les parois isolées et non isolées, entre celles qui transmettent ou non le rayonnement solaire, entre les parois lourdes et légères...
- du système de chauffage avec, le mode de chauffage (convection ou rayonnement), la surface de chauffe, le niveau de température de ces surfaces.

On a vu qu'il existe un règlement qui a parmi de gérer de mieux en mieux les consommations d'énergie des constructions neuves depuis 1974. Il n'existe cependant pas pour l'instant de règlement qui codifie le confort, notion beaucoup plus difficile à quantifier qu'une consommation d'énergie. Il est donc possible de construire des habitations conformes aux normes et très faibles consommatrices d'énergie, mais qui sont invivables : Dans une ambiance non climatisée, une installation de chauffage permet d'assurer une température minimale d'ambiance mais ne permet pas de contrôler la température maximale : des risques de surchauffe peuvent apparaître si l'on ne maîtrise pas les apports gratuits.

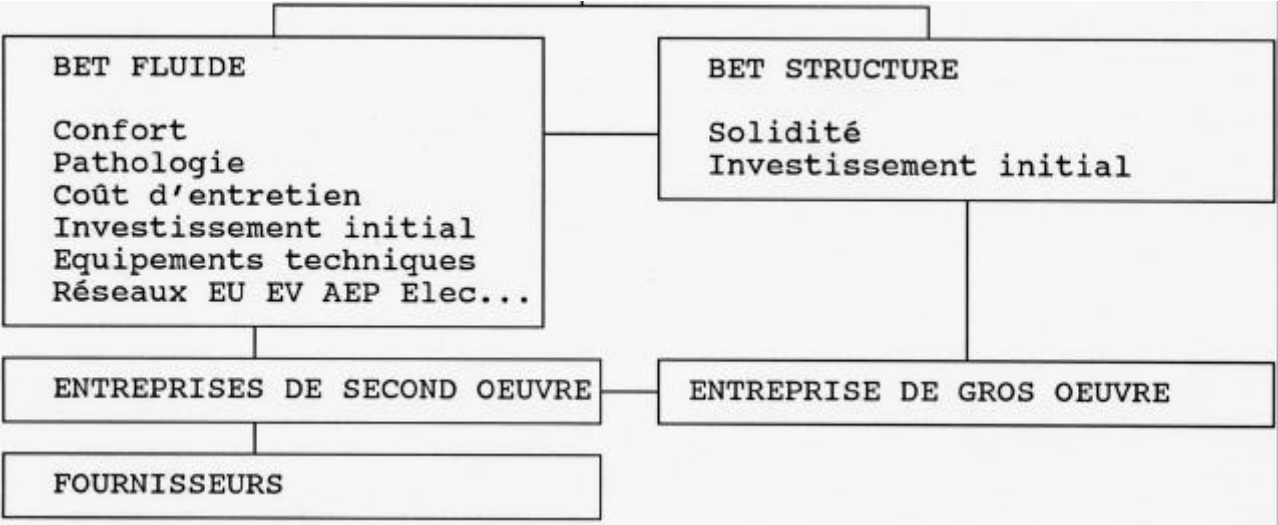
Par ailleurs, aucune norme ne spécifie les écarts admissibles de température dans un local. Or nous verrons que le corps humain est très sensible à ces écarts. Aussi, même si la notion de confort n'est pas réglementée, il est important de respecter certaines règles de l'art en relation directe avec la physiologie de corps humain. C'est pourquoi, avant d'aborder la réglementation thermique, nous verrons dans ce cours une partie plus physique concernant le corps humain et son environnement avec un descriptif des paramètres de confort et une mention spéciale sur :

- les apports solaires qui représentent souvent les apports gratuits les plus importants mais aussi les plus difficiles à maîtriser.
- l'humidité de l'air ambiant et dans les parois de l'enveloppe, souvent cause de dégâts importants préjudiciables à l'agrément de l'ambiance intérieure, en raison d'une mauvaise maîtrise des transferts d'humidité produite par les occupants.

LE BUREAU D'ETUDE THERMIQUE FLUIDE.

Le bureau d'étude thermique-fluide fait partie de l'équipe d'ingénierie

ARCHITECTE

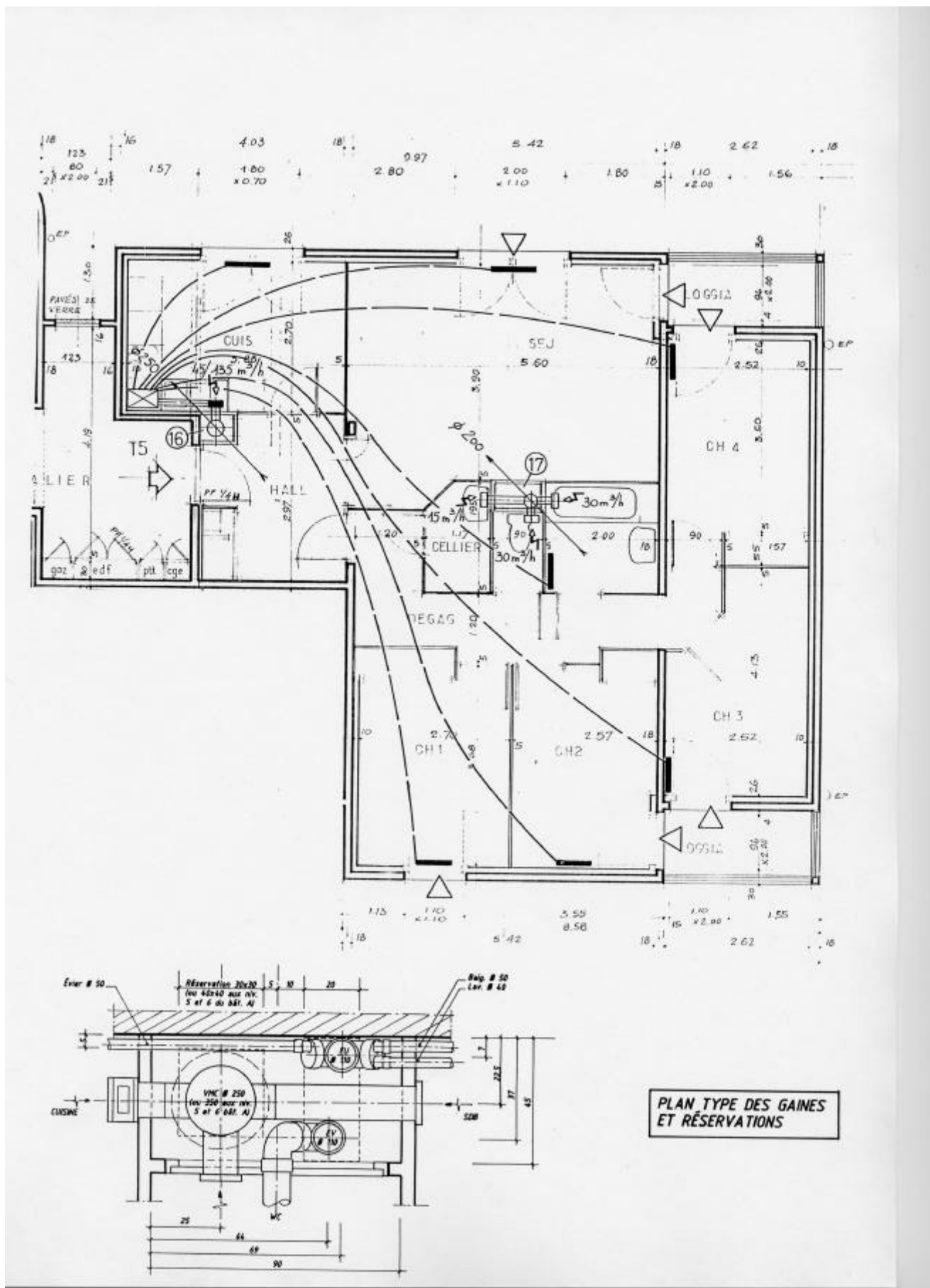


La mission de ce BET est d'apporter une réponse technique, conforme aux règles de l'art, aux souhaits du maître d'ouvrage (exprimés dans le programme de l'opération immobilière) dans les domaines suivants :

Investissement Initial (Maîtrise des coûts)
Coût d 'entretien <ul style="list-style-type: none">- Pathologie- Facture énergétique<ul style="list-style-type: none">- Condensation- Chaud/Froid- Eclairage
Confort <ul style="list-style-type: none">- Eclairage<ul style="list-style-type: none">Electricité,Eclairage naturel- température ambiante<ul style="list-style-type: none">Chauffage, ClimatisationApports solaires,dépertitions parois et ponts thermique,- pureté de l'air Ventilation- humidité Ventilation- bruit Gros œuvre et Equipements

A partir des plans d'architecte et du descriptif le BET Fluide produit principalement trois types de plans :

- 1. Plans de plomberie (EU, EV, EP, AEP...)
- 2. Plans d'électricité (courants forts et courants faibles)
- 3. Plans de chauffage/climatisation



TECHNOLOGIE DES ISOLANTS.

PONTS THERMIQUES

Dans le cadre de ce chapitre il nous faut introduire le concept d'enveloppe du bâtiment. L'isolant n'existe jamais seul et il est le plus souvent associé à une étanchéité, un bardage. Depuis plus de 30 ans ce sont les mêmes entreprises qui posent des complexes isolation-étanchéité, voire bac acier-isolation-étanchéité. La technologie de l'isolation par l'extérieur intègre isolant, enduit, joint. On ne parlera donc pas de l'isolant seul, mais de vêtements, de panneaux sandwich, de mur manteau.

1- LES MATERIAUX ISOLANTS

Ce sont des matériaux poreux qui comportent des espaces d'air non ventilés (ou autre gaz) en leur sein. L'objectif est en effet de diminuer la conductivité thermique de l'ensemble grâce à la faible conductivité thermique de l'air sec au repos devant celle des autres matières.

Conductivité de l'air sec au repos $\lambda = 0,023 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$

Cette valeur est inférieure à celle de tous les matériaux solide et inférieure à celles des matériaux isolants que nous étudierons dans ce chapitre. Un matériau sera donc d'autant plus isolant thermiquement qu'il comportera plus de vide. Il y a donc une relation directe entre le pouvoir isolant et la masse volumique globale ρ du matériau, qui tient compte de sa porosité p .

p est définie par $p = (\rho' - \rho) / \rho'$

avec ρ' la masse volumique du matériau sans les vides d'air.

On notera que les transferts thermiques au travers des milieux poreux se font par :

- conduction dans la masse solide et dans les gaz (air au repos dans les pores)
- convection du gaz dans les pores (réduite au minimum par réduction de la taille des pores)
- rayonnement entre éléments de parois du solide qui délimitent un pore.

Pour maintenir les caractéristiques d'isolation, il faut que l'air emprisonné reste le plus sec possible et éviter à tout prix les phénomènes de condensation dans la masse de l'isolant car, alors, la conductivité augmente très vite.

Exemples :

- * Si on remplit 40% des pores de la mousse de polyuréthane avec de l'eau, λ augmente de 150%.
- * Si on double la quantité d'eau contenue dans le béton cellulaire (de 0,02 à 0,04 $\text{kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{béton}}$) alors λ augmente de 50%

D'où l'importance des pare-vapeurs qui limitent considérablement la migration de vapeur d'eau dans les murs extérieurs.

Les isolants thermiques ne doivent pas seulement posséder une bonne résistance thermique:

Les isolants utilisés en toiture doivent être peu compressibles et stables dimensionnellement pour ne pas engendrer d'efforts dans l'étanchéité dus aux dilatations.

Leur comportement vis à vis de l'eau, de la vapeur d'eau, du feu, des phénomènes acoustiques sera aussi à considérer.

Ils devront être facile à poser, et compatibles avec les revêtements d'étanchéité (posés à la flamme, par exemple).

CERTIFICATION ACERMI

Association pour la CERTification des Matériaux Isolants

Cette certification est faite sur des produits par des laboratoires (L.N.E., AFNOR, CSTB) et concerne six critères.

I	Incompressibilité	1 à 5
S	Stabilité dimensionnelle	1 à 4
O	comportement à l'eau	1 à 3
L	cohésion et flexion	1 à 4
E	perméance à la vapeur d'Eau	1 à 5
R	Résistance thermique	R en $\text{m}^2.\text{K}.\text{W}^{-1}$

Les résultats de ces essais, donc la résistance thermique R , sont portés sur l'étiquetage du produit.

Une liste de ces produits, mise à jour régulièrement, est publiée par le CSTB.

CLASSIFICATION

1.1- Produits naturels

1.1.1 Liège :

$$0,03 < I < 0,05 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

La valeur de I dépend de :

- la masse volumique ($100 < r < 200 \text{ kg.m}^{-3}$)
- la température. (I augmente lorsque T croît).

1.1.2 Paille et déchets de bois agglomérés.

Exemple: Isorel $0,044 < I < 0,053 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$

aussi fonction de :

- la masse volumique ($225 < r < 230 \text{ kg.m}^{-3}$)
- la température.

1.2- Produits minéraux.

$$0,039 < I < 0,046 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1} \text{ pour } -20^{\circ}\text{C} < T < 20^{\circ}\text{C}$$

1.2.1 Fibre de verre. (laine de verre)

1.2.2 Verre Cellulaire

$$I = 0,044 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1} \text{ pour } r = 125 \text{ kg.m}^{-3}$$

Excellente résistance à la compression répartie, moindre en compression localisée.

Excellent comportement à l'eau. (cellule fermée)

Produit cassant à manipuler avec soin, généralement collé au bitume chaud. Bonne stabilité dimensionnelle.

Bonne compatibilité avec les revêtements d'étanchéité collés à chaud.

Emploi optimal en isolation des toitures de bâtiments à forte hygrométrie (piscine, papeterie...)

1.2.3 Laine de roche

$$I = 0,037 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1} \text{ pour } r = 150 \text{ kg.m}^{-3}$$

Faible résistance à la compression, emploi limité aux toitures inaccessibles.

Fabriquée à partir de roches volcaniques, caractérisée par une meilleure résistance au feu que la laine de verre.

Ils sont vendus sous forme de panneaux souples ou rigides, avec pare-vapeurs (feuille d'aluminium) ou sans.

Inconvénients: Ces produits sont hydrophyles et craignent donc l'humidité.

Avantage: Excellente stabilité dimensionnelle. Bonne compatibilité avec tout revêtement d'étanchéité. Excellente tenue au feu.

Emploi optimal sur toiture acier. C'est, le matériau roi, avec la laine de verre, des bardages métalliques.

1.3- **Matières plastiques.**

1.3.1 Polystyrène expansé.

$0,03 < I < 0,045 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$. On considère différentes classes de fabrication qui donnent des conductivités et des caractéristiques mécaniques différentes.

Assez bonne résistance à la compression et bon comportement à l'humidité. Très léger, il est facile à poser et à découper.

Variations dimensionnelles importantes.

Il n'accepte aucun revêtement adhérent collé au bitume chaud ou à la flamme. Par contre il est parfaitement compatible avec les revêtements posés en indépendance sous protection lourde. Mauvaise tenue au feu excluant son emploi sur bac acier.

Emploi optimal en isolation par l'intérieur ou en vêtue.

1.3.2 Mousse de polyuréthane.

$$I < 0,025 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1} \text{ pour } r = 30 \text{ kg.m}^{-3} \text{ Un des meilleurs pouvoirs isolants.}$$

Assez bonne résistance à la compression et bon comportement à l'humidité. Très léger, il est facile à poser et à découper.

Variations dimensionnelles moyennes.

Bonne compatibilité avec les revêtements d'étanchéité quel que soit le mode de pose. L'emploi le plus important est en support d'étanchéité indépendant sous protection lourde. Le

polyuréthane est un polymère pour lequel on réalise un effet d'expansion par dégagement de gaz pendant la réaction de polymérisation. On peut ainsi trouver ce produit sous forme de bombes aérosols permettant de remplir des vides de forme quelconque.

1.3.3 PVC expansé ou cellulaire.

Résines thermoplastiques avec petites cellules vides occluses.

$$I = 0,03 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

1.3.4 Mousse Résole

$I < 0,022 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ pour $r = 40 \text{ kg.m}^{-3}$ Le meilleur pouvoir isolant.

Matériau apparu en 86 et commercialisé depuis 89. Bonne résistance à la compression et faible comportement à l'humidité. Très léger, excellente facilité de pose.

Variations dimensionnelles moyennes.

Offre une bonne compatibilité avec les revêtements d'étanchéité, notamment ceux fixés mécaniquement. C'est, la seule mousse organique comparable aux isolants minéraux sur le plan de la tenue au feu.

1.4- **Bétons cellulaires ou légers**

1.4.1 Bétons cellulaires.

$0,08 < I < 0,3 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ Ils sont obtenus par dégagement de gaz dans le mélange, ce qui crée de petits pores au cours de la prise du béton. La réaction peut se faire à froid où à chaud (en autoclave) pour l'accélérer.

1.4.2 Bétons légers.

On utilise des granulats légers

- ponce $\Rightarrow I_{\text{béton}} = 0,145 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
- argile expansé $\Rightarrow I_{\text{béton}} = 0,2 \text{ à } 0,7 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
- pouzzolane $\Rightarrow I_{\text{béton}} = 0,25 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$

1.5- **Briques creuses multialvéolaires.**

De nombreuses petites alvéoles sont séparées par les parois de terres cuites.

2- TECHNIQUES D'ISOLATION.

Il faut distinguer les techniques d'isolation en surface (objet de ce paragraphe) et les techniques de correction des ponts thermiques (objet du paragraphe 3).

Elle peut être réalisée de 3 manières:

- Isolation répartie dans la paroi
- Isolation intérieure
- Isolation extérieure

2.1- **Isolation répartie.**

L'isolation est répartie dans la masse de la paroi. Pour avoir une épaisseur raisonnable, il faut utiliser un matériau alliant d'assez bonnes caractéristiques mécaniques et d'isolation thermique.

Ce compromis peut être difficile à trouver en raison de la nature même des matériaux isolants, ce qui explique pourquoi on sépare le plus souvent les 2 fonctions : résistances mécanique et thermique.

Exemple :

Pour obtenir une conductance $K=0,5 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$, valeur convenable pour un mur extérieur isolant, il faut. une épaisseur de:

- 3 m de béton classique
- 1,7 m de pierre tendre
- 0,3 m de béton cellulaire.

Un mur extérieur à isolation répartie sera donc plutôt réalisé en blocs de béton cellulaire, en béton léger ou en briques creuses -type G.

Etudions la répartition des températures dans un mur à isolation répartie.

Pour cela, reprenons l'exemple du §5 du mur en béton cellulaire.

On notera à la vue des profils de températures en été et en hiver :

- Un gradient thermique important dans l'épaisseur du mur (-30°C) entraînant des contraintes importantes dans celui-ci.
- des écarts saisonniers très importants sur la face extérieure du mur (65°C). De grands écarts peuvent aussi être observés d'une heure à l'autre suivant l'ensoleillement. D'où une nouvelle cause de contraintes thermiques dans la masse du mur.

Il faut donc:

- une épaisseur suffisante de mur pour augmenter l'inertie thermique et éviter les déformations, donc les fissures.
- éviter les enduits et peintures foncés sur la façade sud qui accroissent l'absorption des rayons solaires, donc la température de la paroi, en été.

2.2- Isolation par l'intérieur.

On utilise le plus souvent des panneaux isolants collés sur la partie du mur qui assure la résistance mécanique. On ajoutera un pare-vapeur du côté intérieur (en général entre l'isolant et l'enduit plâtre qui sert de support aux peintures et tapisseries) pour des raisons vues au § précédent et développées dans le chapitre "Condensation et humidité".

Etudions maintenant grâce à l'exemple, du § 5, le profil de température d'un tel mur.

On note:

- un gradient thermique assez faible dans le béton, été comme hiver, ce qui est favorable mécaniquement.
- des températures négatives, en hiver, facilement atteintes dans toute la masse du béton. Il s'en suit des risques de détérioration si des gouttelettes d'eau emprisonnées gèlent.
- des écarts saisonniers très importants, observés aussi sur un court laps de temps suivant les aléas climatiques. Ces écarts mesurés en moyenne sur l'épaisseur du mur béton sont plus importants que dans un mur à isolation répartie.

Il faut donc:

- Un enduit parfaitement imperméable aux eaux de pluies extérieures (pas d'infiltration)
- Un enduit très souple pour supporter les écarts de température dans le temps. (S'il se fissure, son imperméabilité initiale ne sert à rien)
- Une épaisseur suffisante car, même si le gradient -thermique est plus faible que pour le mur à isolation répartie, le mur doit pouvoir absorber par son inertie une bonne part des pointes de charge en provenance de l'extérieur (surtout ensoleillement) pour limiter les gradients de température dans le temps. L'épaisseur conseillée est
 - $e_{\text{maçonnerie}} \geq 20 \text{ cm}$ pour les maçonneries,
 - $e_{\text{béton}} \geq 15 \text{ cm}$ pour les murs en béton banché

- être vigilant aux ponts thermiques.

2.3- Isolation par l'extérieur.

2.3.1 Façades. Mur manteau:

2.3.2 Bardage

Le bardage est un système préfabriqué, dérivé des techniques de couverture, constitué d'éléments fixés mécaniquement sur l'ossature. Des panneaux isolants sont insérés entre ossature et bardage. Le choix du bardage est affaire d'esthétique et de coût. Récemment sont apparus de nombreux matériaux:

pierres reconstituées avec des résines, béton, polyester, terres cuites, stratifiés, acier, aluminium, céramiques, ardoises, PVC...

Les avantages du bardage: entretien inexistant ou très espacé, durabilité, résistance aux actions climatiques, stabilité, étanchéité à l'eau, résistance au feu, simplicité de pose.

2.3.3 Vêture.

Peu de différence avec le bardage. La vêture associe isolant et parement sous forme d'un complexe préfabriqué à poser.

L'isolant est en général du polystyrène expansé (PSE) ignifugé

2.3.4 Enduit mince sur isolant.

Le PSE est en général collé au support, renforcé par une armature de fibre de verre encollée, le tout recouvert d'une finition en revêtement plastique épais pour l'esthétique et l'imperméabilité à l'eau.

2.3.5 Enduit épais sur isolant.

Surtout utilisé en maison individuelle, ce système utilise un enduit à base de liant hydraulique projeté sur un grillage, ce qui donne une apparence traditionnelle. Soulignons que ces systèmes nécessitent une main d'oeuvre qualifiée.

Isolants utilisés: PSE, laine de verre ou de roche.

2.3.6 Conclusion sur la technique de l'isolation par l'extérieur

Le marché de l'isolation par l'extérieur (en m² et 1991).

Bardage	800 000
Vêture	800 000
Enduit mince	3 700 000
Enduit épais	700 000
Total	7 000 000

Si l'on étudie le profil des températures d'une paroi isolée par l'extérieur (en été et en hiver), on note:

- Un gradient thermique faible dans le béton été comme hiver.

- des écarts acceptables entre les températures moyennes dans le béton (15°C l'été et 27 °C l'hiver)
- de forts gradients dans l'isolant, dans l'espace et dans le temps. D'où des risques de fissuration de l'enduit extérieur et de pénétration d'eau de pluie dans l'isolant. Ce qui détruirait son pouvoir isolant thermique. Ces risques de fissuration sont accrus en hiver en raison des températures négatives facilement atteintes dans cet enduit (d'où gel possible de l'eau éventuellement emprisonnée).

Il faut donc:

- Un enduit extérieur parfaitement imperméable aux eaux de pluie et très souple pour supporter les écarts de température. Ces conditions déjà précisées pour le mur à isolation par l'intérieur, devront être ici encore plus draconienne car l'enduit protège un isolant beaucoup plus sensible à l'humidité qu'un mur béton.

On utilise en général les liants plastiques qui peuvent subir de grandes déformations sans céder. Dans certains cas, mais cela revient plus cher, on peut ventiler une lame d'air placée entre enduit et isolant et utiliser un isolant non hydrophyle (technique du bardage)

- être conscient du surcoût par rapport à une autre solution:

prix 4 fois supérieur à celui d'une isolation intérieure, avec l'avantage de pouvoir mieux corriger les ponts thermiques, notamment en cas de réhabilitation.

Cette solution est d'ailleurs la plus souvent choisie pour isoler d'anciens bâtiments (construits avant les réglementations DTU TH K, GV, BV)

Le surcoût est en effet largement compensé, par les avantages suivants:

- correction des ponts thermiques
- pas d'intervention à l'intérieur des logements (déjà occupés)
- ravalement et rajeunissement de la façade en même temps.

3- Durabilité des isolants:

3.1- *Risque de disparition.*

- Tassement de l'isolant.

Exemple de la laine de verre en paroi verticale.

Remède:

Utiliser des panneaux semi-rigides

Contre-colle la LdV sur papier Kraft que l'on agraphe sur tasseaux bois.

- En toiture terrasse, les températures atteintes en été peuvent être très élevées et le polystyrène peut passer de l'état solide à l'état gazeux (sublimation).

3.2- *Vieillessement.*

Décomposition dans le temps et modification de la structure du matériau (avec augmentation de *I*).

3.3- *Incompatibilité chimique.*

Exemple: Polyuréthane et aluminium.

3.4- Diminution des performances par humidité.

Cette humidité peut provenir:

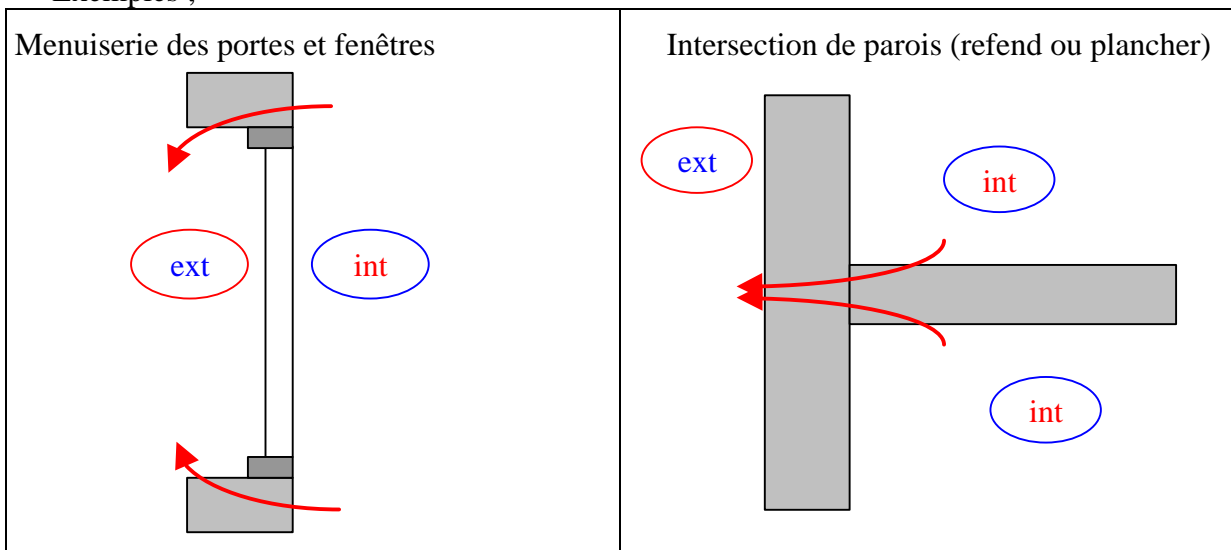
- de l'eau pluviale. (Voir isolation par l'extérieur)
- de remontées capillaires.
- de condensation dans la masse.

4- PONTS THERMIQUES

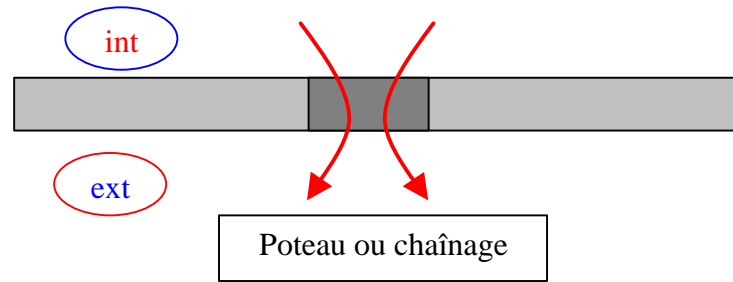
Les ponts thermiques sont des lieux préférentiels de passage du flux thermique où les lignes de flux ne sont plus parallèles entre elles (comme c'est le cas au travers d'une surface homogène).

Rappelons que les lignes de flux sont les lignes de passage du flux thermique, perpendiculaires aux isothermes.

Exemples ;



Hétérogénéité en surface



Ces ponts thermiques créent donc des déperditions qui sont à ajouter à celles que l'on calcule pour des surfaces homogènes de paroi. Des études, surtout expérimentales, ont permis de déterminer ces déperditions caractérisées par un coefficient y (anciennement k) qui exprime les pertes D_t , le long du pont thermique par unité d'écart de température entre intérieur et extérieur et par unité de longueur du dit pont thermique.

$$D_t = y \cdot l \cdot (T_i - T_e) \text{ avec } \begin{array}{ll} D_t & : [\text{W}] \\ y & : [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \\ l & : [\text{m}] \\ T_i, T_e & : [\text{K}] \end{array}$$

Des valeurs de y correspondant aux différents ponts thermiques rencontrés dans les bâtiments sont données dans le DTU RT2000, règles Th Bât / Th U. Il est évident que le calcul de D_t prend d'autant plus d'importance que le logement est mieux isolé. (D_t représente bien moins de 10% des pertes totales pour un logement mal isolé).

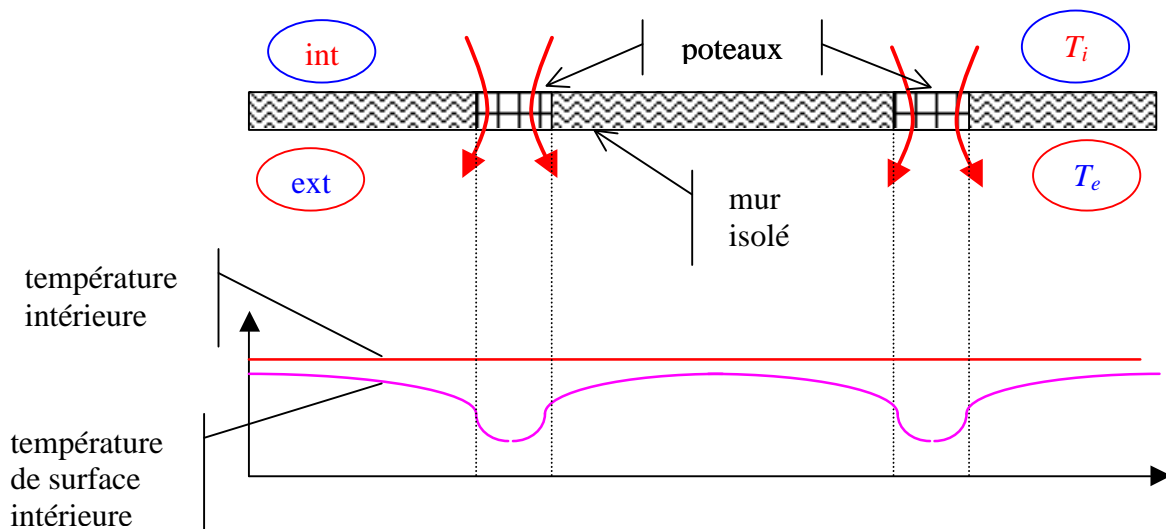
On notera que l'absence de correction des ponts thermiques entraîne des zones plus froides sur les parties intérieures au droit des ponts thermiques. Outre la sensation désagréable de paroi froide, les conséquences peuvent être:

- l'apparition de "fantômes", c'est à dire d'un dépôt de poussières noirâtre; les poussières en mouvement dans l'air par phénomène de convection se déposent en effet plus facilement sur les parties les plus froides (la densité de l'air étant plus grande à ce niveau)
- l'apparition de traînées humides par condensation de la vapeur d'eau sur ces zones plus froides.

Il est donc important de corriger au mieux ces ponts thermiques. Nous donnons ci-après deux exemples:

4.1- Poteaux porteurs ou chaînages intégrés dans une paroi courante isolée:

Vue de dessus



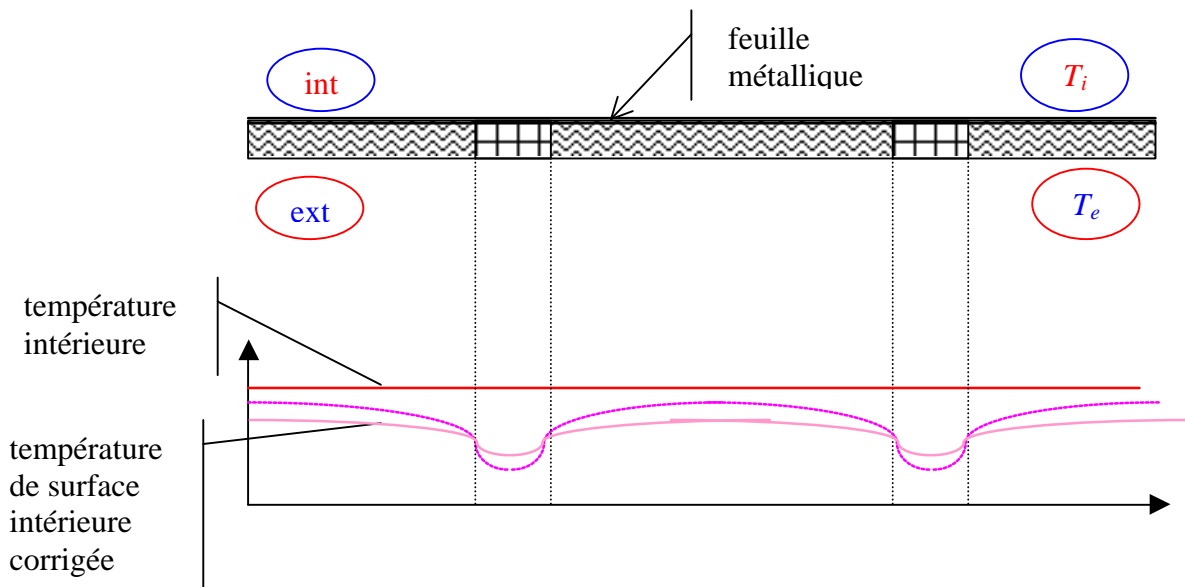
Sans correction, les poteaux ou chaînages, éléments porteurs, ont en général une résistance thermique plus faible que le mur courant (exemple: poteaux métalliques dans maçonnerie agglo).

D'où la variation de température de surface intérieure T_{si} indiquée sur le schéma ci-dessus.

Pour homogénéiser T_{si} , on peut:

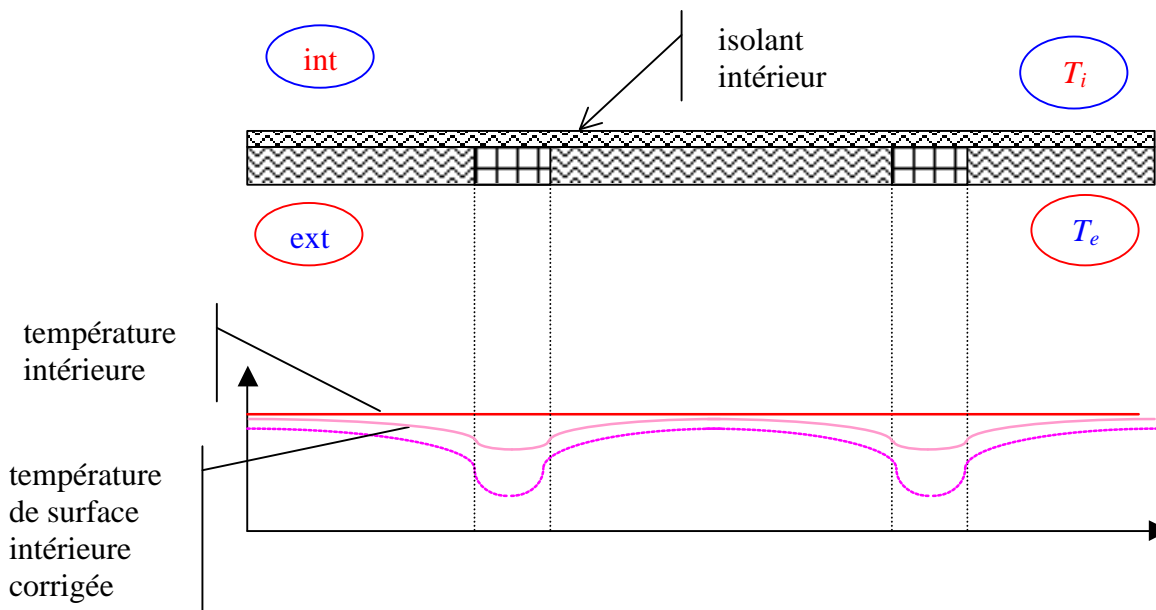
- ajouter un élément conducteur sur cette surface (et non sur la face extérieure)
- ajouter un isolant coté intérieur
- ajouter un isolant coté extérieur

4.1.1 - Ajout d'un élément conducteur (feuille métallique)



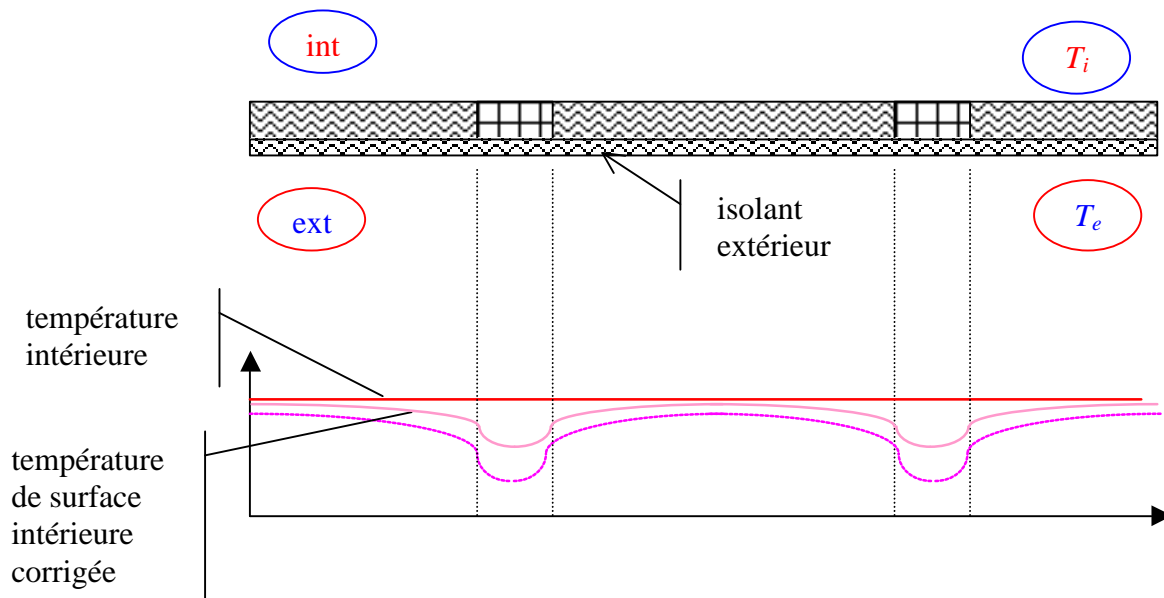
On obtient alors une variation de T_{si} plus faible mais on ne corrige pas la résistance thermique. La valeur minimale de T_{si} ($T_{si \text{ min}}$) est donc peu modifiée et des risques de condensation peuvent avoir lieu.

4.1.2 Ajout d'un isolant intérieur



On augmente alors la résistance thermique ce qui accroît T_{si} , tout en diminuant les variations de T_{si} grâce à l'isolant qui modifie la direction des lignes de flux coté intérieur. On augmente alors de façon importante la valeur de $T_{si\ min}$.

4.1.3 Ajout d'un isolant extérieur

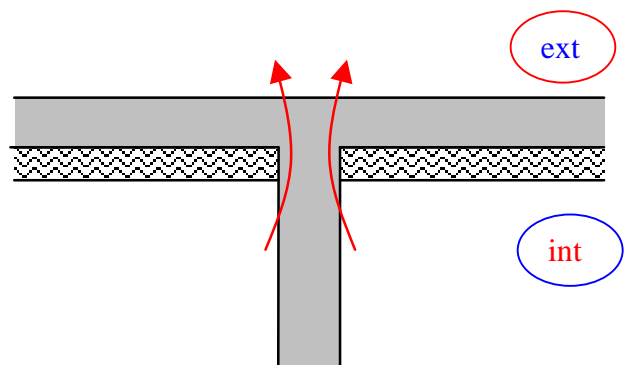


On augmente aussi la résistance thermique, donc T_{si} , mais cette fois, on modifie moins l'amplitude des variations de T_{si} . $T_{si\ min}$ peut alors rester très voisin de la valeur obtenue après correction avec ajout d'un élément conducteur.

La meilleure solution est donc la correction par ajout d'un isolant intérieur.

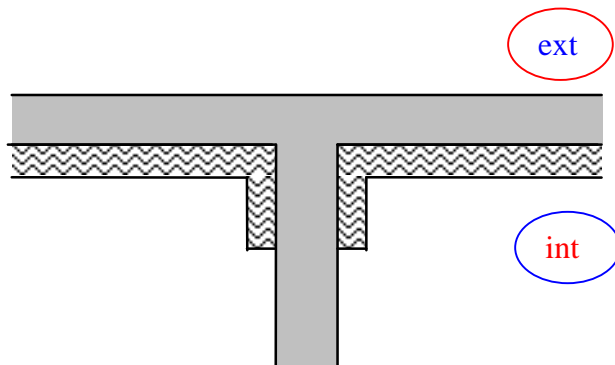
4.2- Intersection paroi intérieure / mur extérieur isolé par l'intérieur.

C'est le cas d'un plancher ou d'un refend



On obtient, en l'absence de correction de pont thermique, le même type de variation de T_{si} que dans l'exemple précédent, pour les mêmes raisons. Corrections possibles:

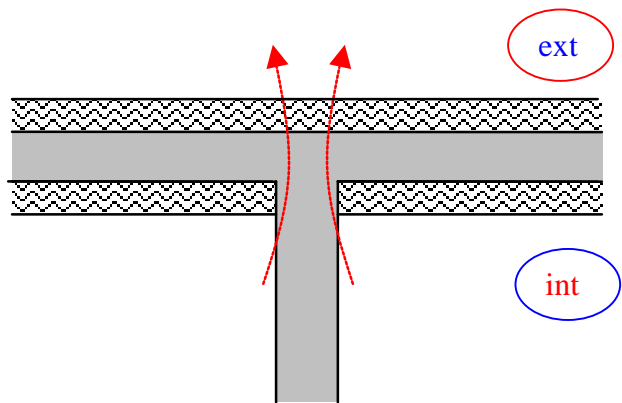
4.2.1 - Prolongement de l'isolant intérieur sur une partie de la paroi intérieure.



On augmente alors de façon importante T_{smin} mais on ne supprime pas le pont thermique.

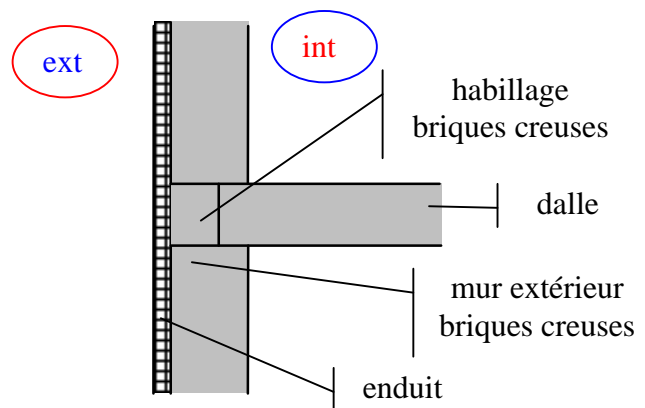
4.2.2 - Ajout d'un isolant extérieur.

La correction du pont thermique est alors beaucoup plus sensible que dans l'exemple précédent. De plus on accroît T_{si} en tout point du mur, de telle sorte que $T_{si min}$ après correction peut avoisiner T_{si} avant correction.



4.2.3 Bilan

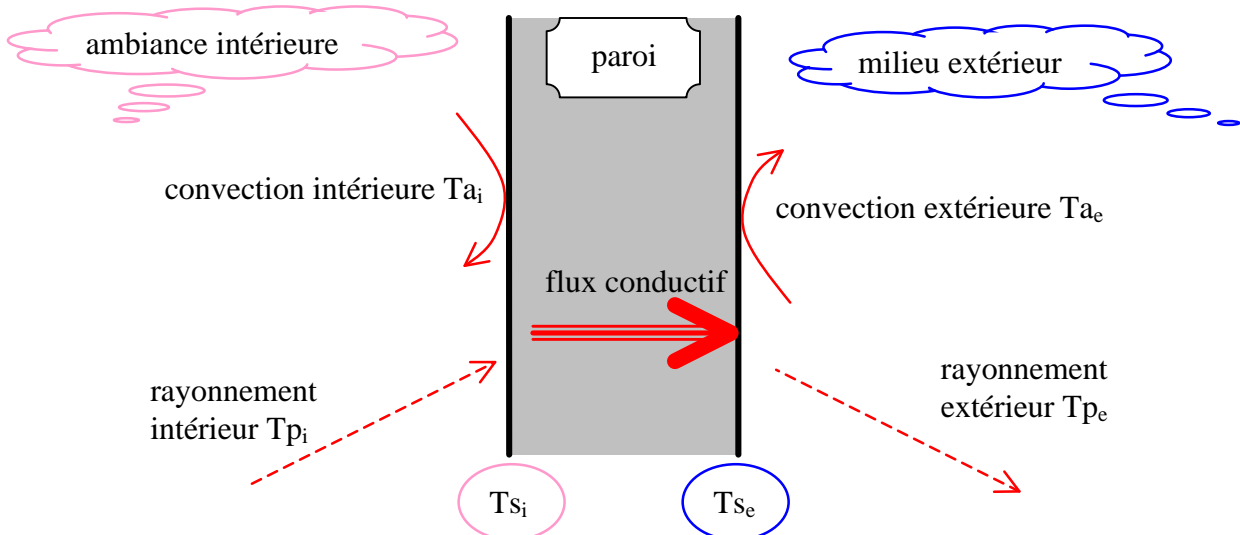
On notera qu'on limite ce type de pont thermique au moment de la construction en plaçant en bout de refend ou de dalle un élément d'habillage de même nature que le mur extérieur (ne pas placer un élément plus isolant sous prétexte de réduire les pertes thermiques car on crée alors une hétérogénéité des températures sur la surface extérieure avec pour conséquences des risques de fissuration de l'enduit extérieur).



Etude des transferts au travers d'une paroi

1- Equation de bilan

Une paroi mono couche homogène (un seul constituant) séparant 2 ambiances thermiquement différentes est le siège des 3 mode de transfert de la chaleur connus : conduction dans la paroi, rayonnement et convection sur les 2 faces de la paroi. En thermique du bâtiment, on s'intéresse quasiment toujours à des parois planes séparant une ambiance intérieure et un milieu extérieur en régime permanent.



où : Ta_i et Ta_e sont les températures d'air intérieur et extérieur

Tp_i et Tp_e sont les températures des surfaces solides intérieures et extérieures

Ts_i et Ts_e sont les températures de surface intérieure et extérieure.

En régime permanent, la température de chaque point de la paroi reste constante, pas conséquent la quantité de chaleur contenue dans cette dernière reste constante. Ce qui revient à dire que le flux thermique entrant par la surface intérieure est égal au flux qui traverse la paroi et est égal au flux sortant par la surface extérieure.

Le flux entrant dans la paroi est le flux convectif intérieur plus le flux radiatif intérieur, le flux sortant de la paroi est le flux convectif externe plus le flux radiatif extérieur. Comme ces 2 modes sont toujours en parallèle, on les nomme le flux superficiel.

le rayonnement est linéarisé par : $s \cdot e (Tp_i^4 - Ts_i^4) \approx h_{ri} \cdot (Tp_i - Ts_i)$ soit

$$h_{ri} = 4 \cdot e \cdot s \cdot \left(\frac{Tp_i + Ts_i}{2} \right)^3$$

rayonnement intérieur	$j_{ri} = h_{ri} \cdot (Tp_i - Ts_i)$
convection intérieure	$j_{ci} = h_{ci} \cdot (Ta_i - Ts_i)$
conduction dans la paroi	$j_{cond} = \frac{l}{e} \cdot (Ts_i - Ts_e)$
rayonnement extérieur	$j_{re} = h_{re} \cdot (Ts_e - Tp_e)$
convection extérieure	$j_{ce} = h_{ce} \cdot (Ts_e - Ta_e)$

avec : T_{a_i} : température de l'air intérieur
 T_{p_i} température des objets intérieurs (parois,...)
 T_{s_i} : température de surface intérieure de la paroi
 T_{s_e} : température de surface extérieure de la paroi
 T_{a_e} : température de l'air extérieur
 T_{p_e} température des objets extérieurs

Equation de bilan en régime permanent :	$\dot{j}_{ri} + \dot{j}_{ci} = \dot{j}_{cond} = \dot{j}_{re} + \dot{j}_{ce}$
échanges superficiels intérieurs :	$\dot{j}_{ri} + \dot{j}_{ci}$
échanges superficiels extérieurs :	$\dot{j}_{re} + \dot{j}_{ce}$

Exemple d'application

Soit un local chauffé à $T_{int} = 19^\circ\text{C}$ séparé de l'extérieur à la température $T_{ext} = 5^\circ\text{C}$ par une paroi en béton, épaisseur $e = 20\text{ cm}$, conductivité du béton $\lambda = 1,75\text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ (les autres parois séparent le local de pièces chauffées). Les coefficients intérieurs convectif et radiatif sont $hc_{int} = 4\text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ et $hr_{int} = 3\text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. Les coefficients extérieurs convectif et radiatif sont $hc_{ext} = 30\text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ et $hr_{ext} = 3\text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. La température de surface intérieure du mur de façade est $T_{s_{int}} = 12^\circ\text{C}$, et sa température de surface extérieure est $T_{s_{ext}} = 6,5^\circ\text{C}$.

QUESTION : Quels sont les différents flux ?

SOLUTION : Tout d'abord on procède à une approximation en disant que la température à l'intérieur du local est la même partout, c'est à dire que la température de l'air est la même que celle des parois, hormis la façade, soit température de l'air intérieur $T_{a_{int}} = T_{int} = 19^\circ\text{C}$, température des parois intérieures $T_{p_{int}} = T_{int} = 19^\circ\text{C}$.

On fait cette même approximation à l'extérieur, soit $T_{a_{ext}} = T_{p_{ext}} = 5^\circ\text{C}$.

Flux convectif intérieur : $\dot{j}_{c,int} = hc_{int} \cdot (T_{int} - T_{s_{int}}) = 4 \times (19 - 12) = 28\text{ W.m}^{-2}$

Flux radiatif intérieur : $\dot{j}_{r,int} = hr_{int} \cdot (T_{int} - T_{s_{int}}) = 3 \times (19 - 12) = 21\text{ W.m}^{-2}$

Flux conductif : $\dot{j}_{cond} = \frac{\lambda}{e} \cdot (T_{s_{int}} - T_{s_{ext}}) = \frac{1,75}{0,2} \times (12 - 6,5) = 48\text{ W.m}^{-2}$

Flux convectif extérieur : $\dot{j}_{c,ext} = hc_{ext} \cdot (T_{s_{ext}} - T_{ext}) = 30 \times (6,5 - 5) = 45\text{ W.m}^{-2}$

Flux radiatif extérieur : $\dot{j}_{r,ext} = hr_{ext} \cdot (T_{s_{ext}} - T_{ext}) = 3 \times (6,5 - 5) = 4,5\text{ W.m}^{-2}$

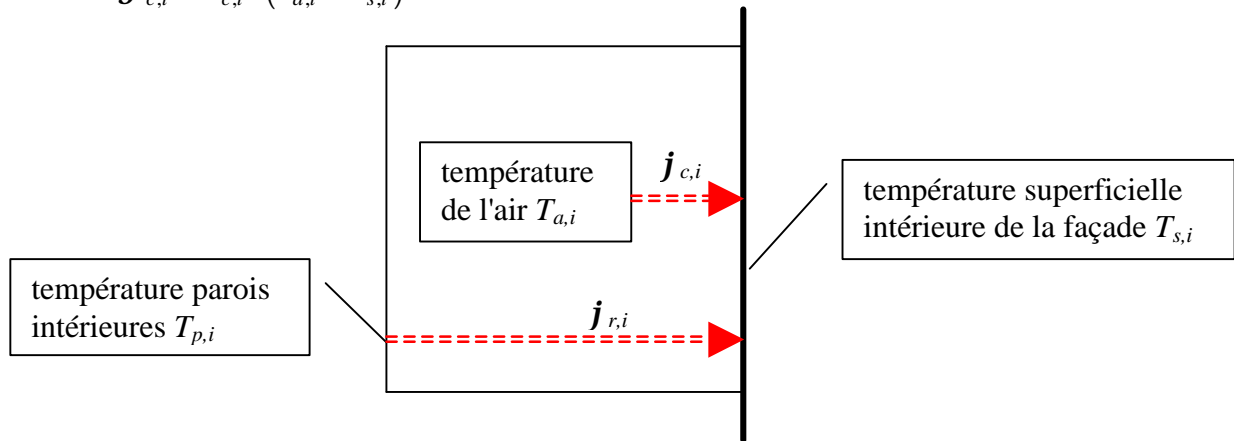
Ce qui donne pour le flux superficiel intérieur $\dot{j}_{int} = 49\text{ W.m}^{-2}$, et pour le flux superficiel extérieur $\dot{j}_{ext} = 49,5\text{ W.m}^{-2}$, qui sont à comparer avec le flux conductif dans la paroi $\dot{j}_{cond} = 48\text{ W.m}^{-2}$. On trouve donc le même flux aux erreurs d'arrondi près.

2- Température résultante sèche – coefficient d'échange superficiel

Soit un local chauffé, séparé de l'extérieur par un mur de façade. On peut écrire le transfert thermique de ce local vers le mur de façade par l'expression : $\mathbf{j}_i = \mathbf{j}_{r,i} + \mathbf{j}_{c,i}$, avec

$$\mathbf{j}_{r,i} = h_{r,i} \cdot (T_{p,i} - T_{s,i}) : \text{flux radiatif}$$

$$\mathbf{j}_{c,i} = h_{c,i} \cdot (T_{a,i} - T_{s,i}) : \text{flux convectif}$$



Pour simplifier les expressions, on rassemble ces 2 flux en un seul, le flux superficiel intérieur exprimé de la façon suivante : $\mathbf{j}_i = h_i \cdot (T_{r,i} - T_{s,i}) = \mathbf{j}_{r,i} + \mathbf{j}_{c,i}$

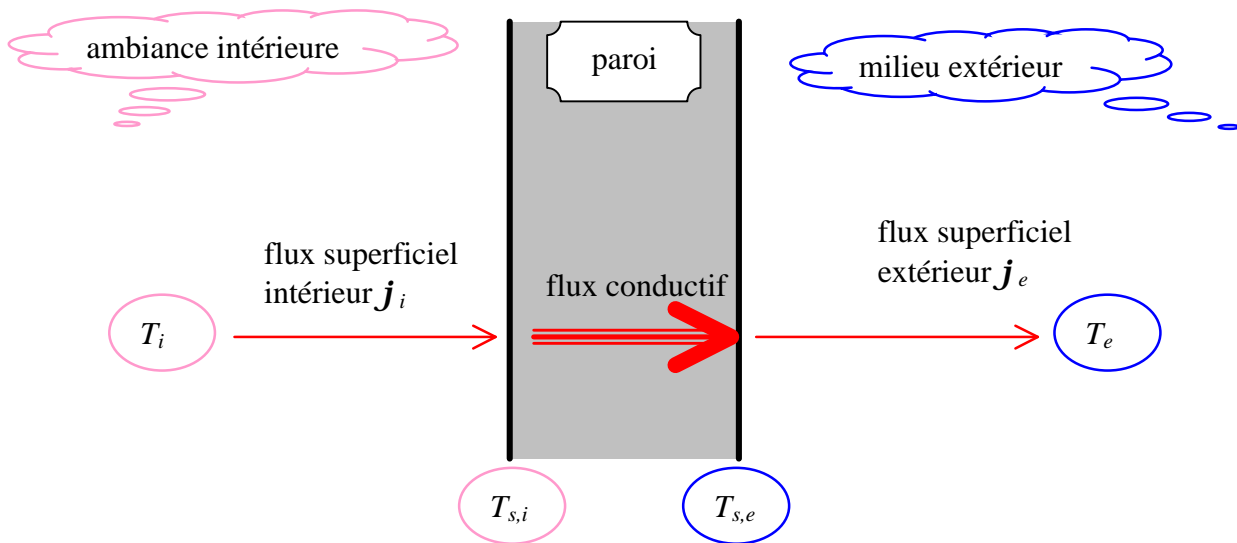
on définit :

une température résultante	$T_{r,i} = \frac{h_{c,i} \cdot T_{a,i} + h_{r,i} \cdot T_{p,i}}{h_{c,i} + h_{r,i}}$
un coefficient superficiel d'échange intérieur	$h_i = h_{c,i} + h_{r,i}$

La température résultante $T_{r,i}$ permet de prendre en compte les échanges entre la peau et son environnement par rayonnement et convection, elle est la plus représentative de la notion de confort thermique. Lorsqu'on parle de température intérieure T_i , il s'agit en fait de la température résultante $T_{r,i}$.

De la même façon, considérant en régime permanent que tous les objets et l'air extérieurs sont à la même température, on définit une température extérieure unique : $T_e = T_{a,e} = T_{p,e}$.

Nouvelle équation de bilan : $\mathbf{j} = h_i \cdot (T_i - T_{s,i}) = \frac{1}{e} \cdot (T_{s,i} - T_{s,e}) = h_e \cdot (T_{s,e} - T_e)$



Exemple d'application

Soit un local dont l'air est chauffé à $T_{a,i} = 21^\circ\text{C}$; les cloisons le séparant des autres pièces étant à $T_{p,i} = 17^\circ\text{C}$. L'extérieur est à la température $T_e = 5^\circ\text{C}$. Les coefficients intérieurs convectif et radiatif sont $h_{c,i} = 4 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ et $h_{r,i} = 3 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. Les coefficients extérieurs convectif et radiatif sont $h_{c,e} = 30 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ et $h_{r,e} = 3 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. La température de surface intérieure du mur de façade est $T_{s,i} = 12^\circ\text{C}$.

QUESTIONS :

Quelle est la température résultante intérieure ; quelles sont les valeurs des coefficients d'échange superficiel intérieur et extérieur ? En déduire la température superficielle extérieure.

SOLUTIONS :

$$\text{Température résultante intérieure : } T_i = \frac{h_{c,i} \cdot T_{a,i} + h_{r,i} \cdot T_{p,i}}{h_{c,i} + h_{r,i}} = \frac{4 \times 21 + 3 \times 17}{4 + 3} = 19,3^\circ\text{C}$$

$$\text{coefficient d'échange superficiel intérieur : } h_i = h_{c,i} + h_{r,i} = 4 + 3 = 7 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

$$\text{coefficient d'échange superficiel extérieur : } h_e = h_{c,e} + h_{r,e} = 30 + 3 = 33 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

$$\text{Flux superficiel intérieur : } \mathbf{j}_i = h_i \cdot (T_i - T_{s,i}) = 7 \times (19,3 - 12) = 51,1 \text{ W.K}^{-1}$$

En régime stationnaire, les flux superficiels extérieur et intérieur sont égaux, donc :

$$\mathbf{j}_e = h_e \cdot (T_{s,e} - T_e) = \mathbf{j}_i$$

$$\text{La température superficielle extérieure peut d'onc s'écrire : } T_{s,e} = \frac{\mathbf{j}_e}{h_e} + T_e = \frac{51,1}{33} + 5 = 6,5^\circ\text{C}$$

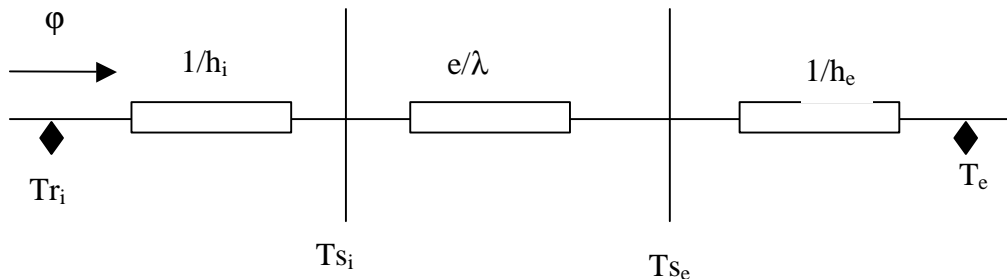
3 Résistance thermique – coefficient d'échange global

on peut également écrire :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{j}{h_i} = T_i - T_{s,i} \\ j \cdot \frac{e}{l} = T_{s,i} - T_{s,e} \\ \frac{j}{h_e} = T_{s,e} - T_e \end{array} \right.$$

en faisant la somme : $j \cdot \left(\frac{1}{h_i} + \frac{e}{l} + \frac{1}{h_e} \right) = T_i - T_e$

Par l'analogie électrique avec la loi d'Ohm avec 3 résistances en série parcourues par un même courant j sous une différence de potentiel $T_i - T_e$. Pour une section de paroi unitaire (1 m^2) on a :



avec :

résistance unitaire superficielle intérieure	$\frac{1}{h_i}$
résistance unitaire de conduction de la paroi :	$\frac{e}{l}$
résistance unitaire superficielle extérieure :	$\frac{1}{h_e}$

La somme des 3 est la résistance unitaire globale de la paroi : $r_g = \frac{1}{h_i} + \frac{e}{l} + \frac{1}{h_e}$ en $\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$

et son inverse est le coefficient global d'échange de la paroi :

$$U_g = \frac{1}{r_g} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e}{l} + \frac{1}{h_e}} \text{ en } \text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

on appelle résistances superficielles les termes : $r_i = \frac{1}{h_i}$ et $r_e = \frac{1}{h_e}$

Exercice d'application

Soit un local chauffé à $T_{int} = 19^\circ\text{C}$ séparé de l'extérieur à la température $T_{ext} = 5^\circ\text{C}$ par une paroi en béton, épaisseur $e = 20 \text{ cm}$, conductivité du béton $l = 1,75 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ (les autres parois séparent le local de pièces chauffées). Les coefficients superficiels intérieur et extérieur sont $h_i = 7 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ et $h_e = 33 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.

QUESTION : Déterminer la résistance thermique unitaire de la paroi, et son coefficient global d'échange. Calculer le flux thermique traversant cette paroi, en déduire les températures superficielles intérieure et extérieure.

SOLUTION :

résistance thermique unitaire de la paroi :

$$r_g = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \left(\frac{e}{\lambda} \right)_{\text{béton}} = \frac{1}{7} + \frac{1}{33} + \frac{0,2}{1,75} = 0,287 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$$

D'où son coefficient global d'échange : $U_g = \frac{1}{r_g} = \frac{1}{0,287} = 3,48 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$

Le flux thermique traversant cette paroi est donc :

$$\mathbf{j} = U_g \cdot (T_i - T_e) = 3,48 \times (19 - 5) = 48,8 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$$

Ce flux étant le même que le flux superficiel intérieur (régime stationnaire), on a :

$$\mathbf{j} = h_i \cdot (T_i - T_{s,i}) \text{ avec } T_{s,i} : \text{température superficielle intérieure de la paroi, d'où :}$$

$$T_{s,i} = T_i - \frac{\mathbf{j}}{h_i} = 19 - \frac{48,8}{7} = 12^\circ \text{C}$$

On peut obtenir la température superficielle extérieure de 2 façons :

$$\text{soit } \mathbf{j} = h_e \cdot (T_{s,e} - T_e) \text{ qui donne } T_{s,e} = T_e + \frac{\mathbf{j}}{h_e} = 5 + \frac{48,8}{33} = 6,48^\circ \text{C}$$

$$\text{ou } \mathbf{j} = \left(\frac{\lambda}{e} \right)_{\text{béton}} \cdot (T_{s,i} - T_{s,e}) \text{ qui donne } T_{s,e} = T_{s,i} - \mathbf{j} \cdot \left(\frac{e}{\lambda} \right)_{\text{béton}} = 12 - 48,8 \times \frac{0,2}{1,75} = 6,42^\circ \text{C}$$

On note une erreur d'arrondi de $0,06^\circ \text{C}$ (une mesure courante de température est à $0,1^\circ \text{C}$ près)

4- Paroi multicouche – couches hétérogènes

Dans le cas où la paroi possède plusieurs couches (enduits, isolant, maçonnerie,...) chaque couche représente une résistance supplémentaire à mettre en série, la résistance unitaire globale devient :

$$r_g = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \sum_k \frac{e_k}{\lambda_k}$$

où e_k et λ_k sont les caractéristiques de la couche n° k.

La résistance de conduction d'une couche se calcule à partir de son épaisseur et de la conductivité du matériau qui la compose. Cela suppose que le matériau est homogène et peut se caractériser par une conductivité. En construction, on utilise fréquemment des matériaux hétérogènes (parpaings, briques creuses,...) pour lesquels on ne peut pas définir de conductivité. Dans ce cas, le CSTB a fait des mesures sur chaque matériau du commerce pour définir sa résistance unitaire équivalente, d'où la dernière écriture de la résistance unitaire globale :

$$r_g = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \sum_k \frac{e_k}{\lambda_k} + \sum_j r_j$$

Exemple d'application

Soit une paroi séparant un local chauffé ($T_i = 19^\circ\text{C}$) de l'extérieur ($T_e = 5^\circ\text{C}$). Cette paroi est constituée des différentes couches suivantes :

matériau	plâtre	brique	polystyrène	béton	enduit
épaisseur (cm)	1,5	8	10	20	1
conductivité ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	0,57		0,04	2	1,8
résistance ($\text{m}^2.\text{K.W}^{-1}$)		0,17			

On note que la brique perforée (matériau hétérogène) ne possède pas de conductivité, par contre on donne sa résistance thermique propre (cf RT2000).

Les résistances superficielles sont $r_i = 0,03 \text{ m}^2.\text{K.W}^{-1}$ et $r_e = 0,14 \text{ m}^2.\text{K.W}^{-1}$.

QUESTION : Déterminer la résistance thermique unitaire de cette paroi, ainsi que son coefficient global d'échange.

SOLUTION :

résistance thermique de la paroi :

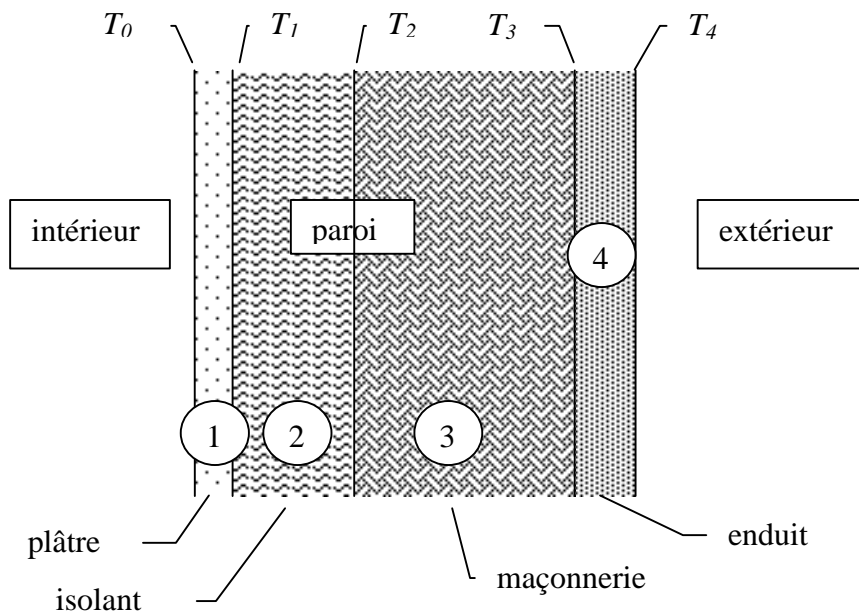
$$r_g = r_i + r_e + \left(\frac{e}{\lambda}\right)_{\text{plâtre}} + r_{\text{brique}} + \left(\frac{e}{\lambda}\right)_{\text{pse}} + \left(\frac{e}{\lambda}\right)_{\text{béton}} + \left(\frac{e}{\lambda}\right)_{\text{mortier}} \quad \text{Ce qui donne :}$$
$$r_g = 0,03 + 0,14 + \frac{0,015}{0,57} + 0,17 + \frac{0,1}{0,04} + \frac{0,2}{2} + \frac{0,01}{1,8} = 2,97 \text{ m}^2.\text{K.W}^{-1}$$

d'où le coefficient global d'échange : $U_g = \frac{1}{r_g} = \frac{1}{2,97} = 0,337 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$

5- Profil de température

A l'intérieur de chaque couche, la température varie linéairement avec l'épaisseur, tandis que le raccordement superficiel peut être approximé par une fonction polynomiale. Pour tracer le profil de température, il faut donc calculer la température au niveau de chaque interface et effectuer un arrondi « artistique » pour les interfaces avec les ambiances extérieures. Pour la paroi suivante (4 couches) il faut donc calculer 5 températures d'interface :

superficielle intérieure	interface 1 - 2	interface 2 - 3	interface 3 - 4	superficielle extérieure
T_0	T_1	T_2	T_3	T_4



Les différentes étapes de calcul sont :

- ✓ résistance unitaire globale $r_g = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \sum_k \frac{e_k}{\lambda_k} + \sum_j r_j$
- ✓ coefficient global d'échange $U_g = \frac{1}{r_g}$
- ✓ calcul du flux unitaire $\mathbf{j} = U_g \cdot (T_i - T_e)$
- ✓ calcul d'une température superficielle, exemple intérieur $T_0 = T_{s,i} = T_i - \frac{1}{h_i} \cdot \mathbf{j}$
- ✓ calcul des températures d'interface $T_k = T_{k-1} - \frac{e_k}{\lambda_k} \cdot \mathbf{j}$ ou $T_k = T_{k-1} - r_k \cdot \mathbf{j}$. avec r_k :
résistance thermique de la couche n°k.

Ceci revient à utiliser l'analogie des résistances électriques en série.

Par exemple, pour la paroi composée de 4 couches :

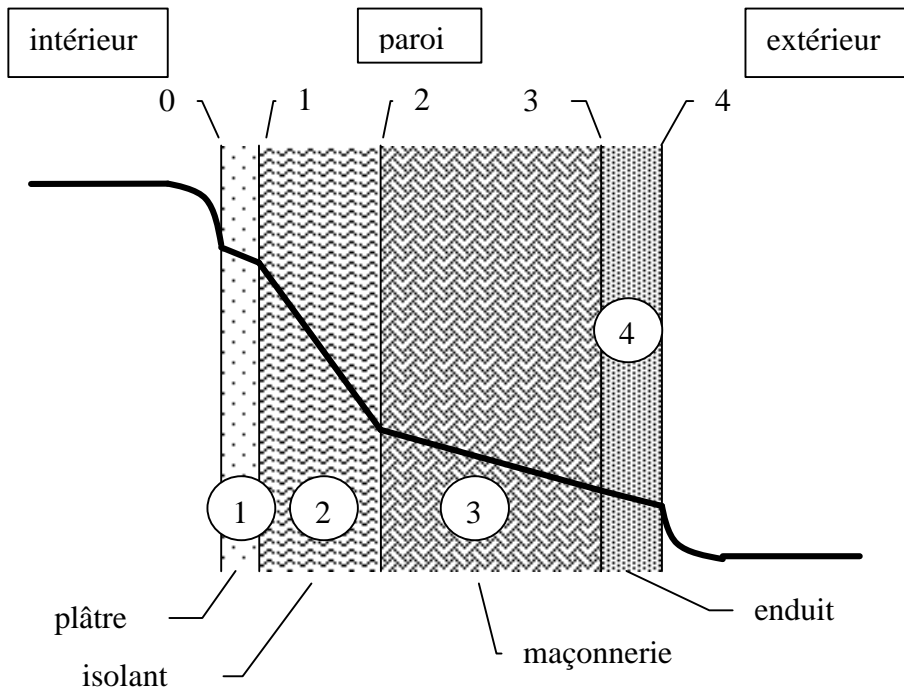
$$r_g = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + r_3 + \frac{e_4}{\lambda_4} \Rightarrow K_g = \frac{1}{r_g} \text{ et donc } \mathbf{j} = K_g \cdot (T_{r_i} - T_e)$$

pour les températures d'interface :

$$T_0 = T_{r_i} - \frac{1}{h_i} \cdot \mathbf{j} \quad T_1 = T_0 - \frac{e_1}{\lambda_1} \cdot \mathbf{j} \quad T_2 = T_1 - \frac{e_2}{\lambda_2} \cdot \mathbf{j} \quad T_3 = T_2 - r_3 \cdot \mathbf{j} \quad T_4 = T_3 - \frac{e_4}{\lambda_4} \cdot \mathbf{j}$$

$$T_e = T_4 - \frac{1}{h_e} \cdot \mathbf{j} \text{ (pour vérifier le bouclage des résultats)}$$

Remarque : Attention, compte tenu du fait que chaque calcul de température utilise le résultat de l'équation précédente, et pour diminuer les erreurs d'arrondi, il est fortement de conseillé de faire les calculs avec le maximum de chiffres significatifs. Par contre, la mesure d'une température au 1/100 °C étant quelque chose de très périlleux, il est absurde d'annoncer un résultat avec une précision au delà du 1/10 °C.



Exercice d'application

Calculer la résistance thermique globale des parois suivantes, connaissant les résistances superficielles intérieure et extérieure :

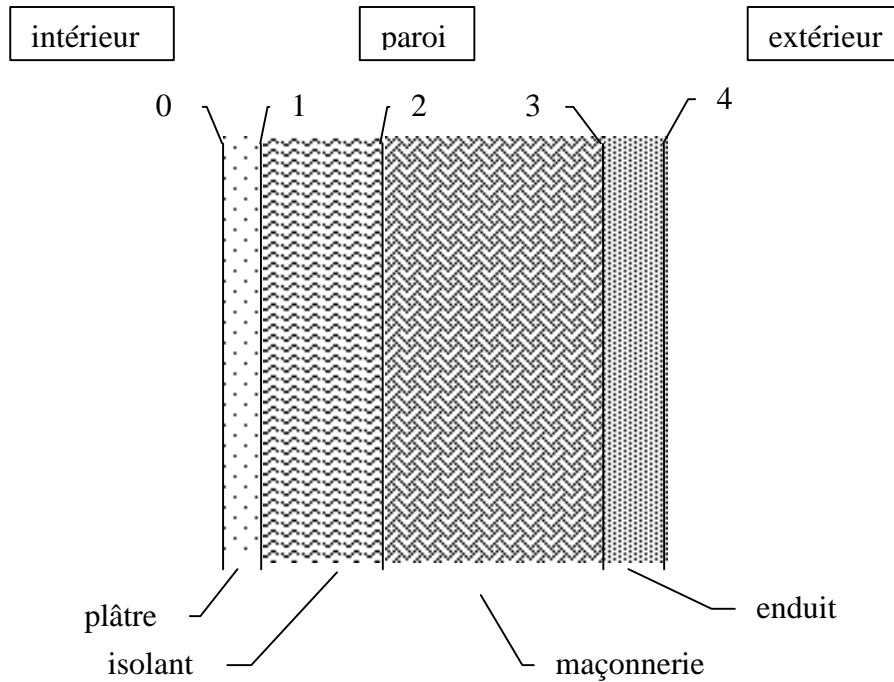
$\frac{1}{h_e} = 0.06 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$	$\frac{1}{h_i} = 0.11 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$
---	---

En déduire les températures superficielles intérieure et extérieure pour les températures ambiantes :

	$T_e = -10 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_i = 19 \text{ }^\circ\text{C}$	
description de la paroi	caractéristiques		
	e (cm)	$\lambda \text{ (W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	r ($\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$)
Mur béton armé seul (non isolé) béton armé	18		
Mur BA isolé intérieur enduit mortier	1.5		
béton armé	18		
polystyrène expansé ($\rho = 15 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	8		
plâtre	1		
Mur BA isolé extérieur enduit mortier	1.5		
polystyrène expansé ($\rho = 15 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	8		
béton armé	18		
plâtre	1		
Mur béton cellulaire enduit mortier	1.5		
béton cellulaire ($\rho = 400 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	25		
plâtre	1		
Mur maçonnerie isolé intérieur enduit mortier	1.5		
briques creuses (4 alvéoles)	25		
polystyrène expansé ($\rho = 15 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	8		
plâtre	1		
Mur rideau tôle métallique tôle	0.3		
mousse de polyuréthane	10		
tôle	0.3		
Simple vitrage verre	0.5		
Double vitrage verre	0.5		
lame d'air non ventilée	1		
verre	0.5		

Exemple de corrigé

Cas du mur en maçonnerie :



calcul de K_g :

$$r_g = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \left(\frac{e}{l} \right)_{\text{plâtre}} + \left(\frac{e}{l} \right)_{\text{PSE}} + r_{\text{briques}} + \left(\frac{e}{l} \right)_{\text{mortier}} = 0.11 + 0.06 + \frac{0.01}{0.35} + \frac{0.08}{0.042} + 0.45 + \frac{0.01}{0.15} = 0.566 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$$

soit $r_g = 2.566 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ et donc $K_g = 0.39 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$

calcul du flux unitaire : $j = K_g \cdot (T_i - T_e) = 0.39 \cdot (19 - (-10)) = 11.3 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$

calcul des températures :

$j = h_i \cdot (T_i - T_0) \Rightarrow T_0 = T_i - j \cdot \frac{1}{h_i}$	d'où $T_0 = 17.8 \text{ } ^\circ\text{C}$
$j = \left(\frac{l}{e} \right)_{\text{plâtre}} \cdot (T_0 - T_1) \Rightarrow T_1 = T_0 - j \cdot \left(\frac{e}{l} \right)_{\text{plâtre}}$	d'où $T_1 = 17.4 \text{ } ^\circ\text{C}$
$j = \left(\frac{l}{e} \right)_{\text{PSE}} \cdot (T_1 - T_2) \Rightarrow T_2 = T_1 - j \cdot \left(\frac{e}{l} \right)_{\text{PSE}}$	d'où $T_2 = -4.1 \text{ } ^\circ\text{C}$
$j = \frac{1}{r_{\text{briques}}} \cdot (T_2 - T_3) \Rightarrow T_3 = T_2 - j \cdot r_{\text{briques}}$	d'où $T_3 = -9.2 \text{ } ^\circ\text{C}$
$j = \left(\frac{l}{e} \right)_{\text{mortier}} \cdot (T_3 - T_4) \Rightarrow T_4 = T_3 - j \cdot \left(\frac{e}{l} \right)_{\text{mortier}}$	d'où $T_4 = -9.3 \text{ } ^\circ\text{C}$

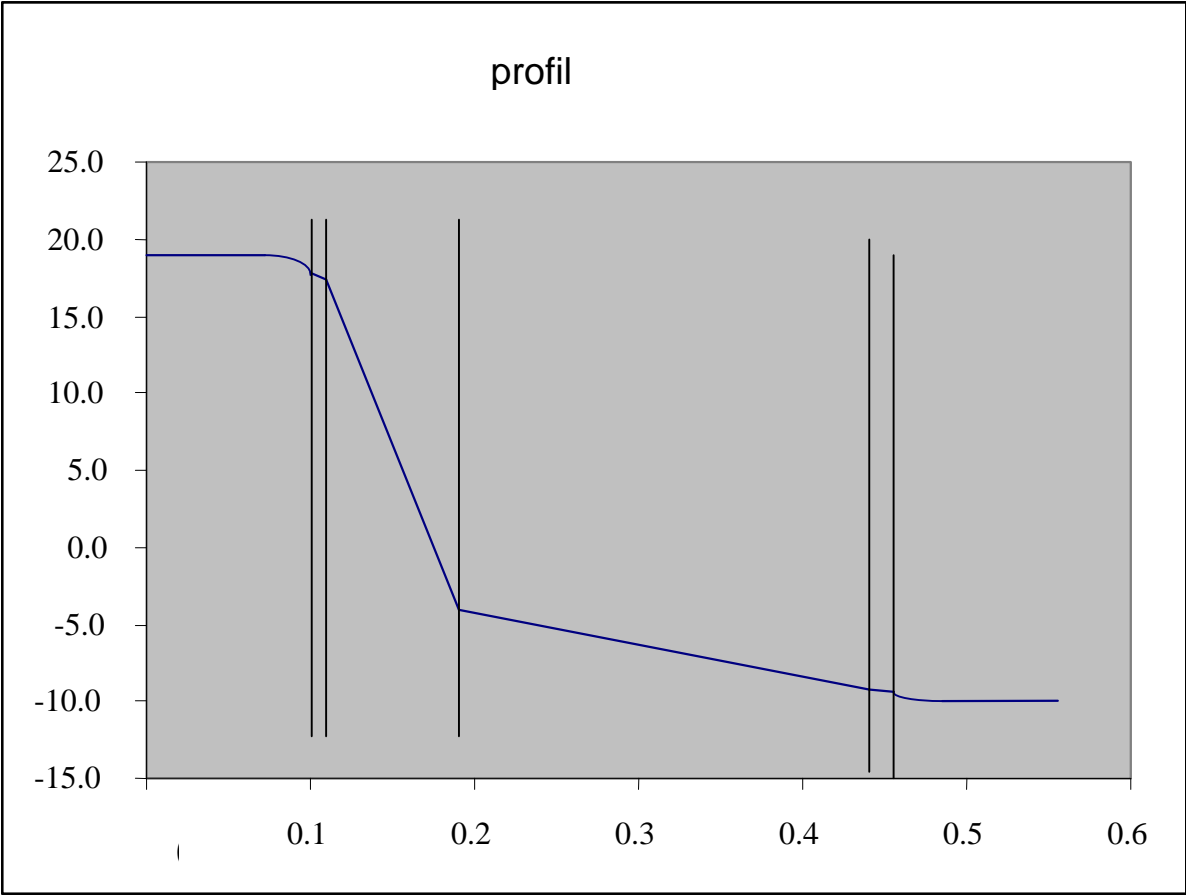


Tableau de perméabilités de quelques matériaux de construction.

matériau	perméabilité [kg.m ⁻¹ .s ⁻¹ .Pa ⁻¹]	matériau	perméabilité [kg.m ⁻¹ .s ⁻¹ .Pa ⁻¹]
mousse PVC (33 kg.m ⁻³)	0,73.10 ⁻¹²	verre	≈0
laine minérale	125 à 166.10 ⁻¹²	verre cellulaire (140 kg.m ⁻³)	≈0
liège expansé pur	-	métal	≈0
(100 à 150 kg.m ⁻³)	10,4.10 ⁻¹²	brique pleine	18,72.10 ⁻¹²
polyuréthane cellules fermées	-	terre cuite (briques creuses)	3,12.10 ⁻¹²
(30 à 35 kg.m ⁻³)	4,16.10 ⁻¹²	béton	6,24.10 ⁻¹²
mousse phénolique	-	bét. cellulaire (600 kg.m ⁻³)	41,6.10 ⁻¹²
(30 à 100 kg.m ⁻³)	2,08 à 6,24.10 ⁻¹²	pierre calcaire (2 500 kg.m ⁻³)	2,08.10 ⁻¹²
* PSE	-	pierre calcaire (2 000 kg.m ⁻³)	9,36.10 ⁻¹²
- blocs moulés voie humide	-	plâtre (pièce préfabriquée)	20,8.10 ⁻¹²
(9 à 12 kg.m ⁻³)	8,32.10 ⁻¹²		
(13 à 16 kg.m ⁻³)	6,24.10 ⁻¹²		
- moulé continu voie humide	-		
(13 à 16 kg.m ⁻³)	4,99.10 ⁻¹²		
(17 à 20 kg.m ⁻³)	3,12.10 ⁻¹²		
- thermocomprimé voie sèche	-		
(18 kg.m ⁻³)	2,91.10 ⁻¹²		
(23 kg.m ⁻³)	1,66.10 ⁻¹²		
- extrudé	-		
(30 kg.m ⁻³)	1,87.10 ⁻¹²		
(35 à 40 kg.m ⁻³)	0,94.10 ⁻¹²		

Tableau de perméances de quelques matériaux de construction.

matériau	perméance [kg.m ⁻² .s ⁻¹ .Pa ⁻¹]	matériau	perméance [kg.m ⁻² .s ⁻¹ .Pa ⁻¹]
enduit plâtre (15 mm)	1,5.10 ⁻⁹	feutre bitumé surfacé (EAC)	< 0,002.10 ⁻⁹
enduit mortier (15 mm)	0,07.10 ⁻⁹	- feuille aluminium	-
plâtre cartoné (10 mm)	2.10 ⁻⁹	e > 40 µm	0,002.10 ⁻⁹
carreau plâtre(50 mm)	0,42.10 ⁻⁹	e = 15 µm	0,03.10 ⁻⁹
brique plâtrière (50 mm)	0,52.10 ⁻⁹	feuille polyéthylène (100 µm)	0,004.10 ⁻⁹
contreplaqué 5 plis	0,2.10 ⁻⁹		
panneau particules (15-22mm)	1,6 à 2,5.10 ⁻⁹		

Tableau de perméabilités de quelques matériaux de construction.

T : température de l'air humide.

p_{vs} : pression partielle de vapeur à saturation.

x_s : humidité spécifique de l'air à saturation.

A noter qu'il existe une relation simplifiée entre la pression partielle de vapeur et l'humidité spécifique :

$$x_s = 0,622 \times \frac{p_v}{p_{atm} - p_v}$$

T [°C]	p_{vs} [Pa]	x_s [g _{vap} /kg _{as}]	T [°C]	p_{vs} [Pa]	x_s [g _{vap} /kg _{as}]
-10	260	1,60	11	1 312	8,16
-9	284	1,75	12	1 402	8,72
-8	309	1,90	13	1 497	9,32
-7	337	2,07	14	1 598	9,96
-6	368	2,26	15	1 704	10,6
-5	401	2,47	16	1 817	11,4
-4	437	2,67	17	1 937	12,1
-3	476	2,93	18	2 063	12,9
-2	517	3,18	19	2 197	13,8
-1	563	3,47	20	2 337	14,7
0	611	3,77	21	2 486	15,6
1	657	4,06	22	2 643	16,6
2	705	4,36	23	2 809	17,7
3	458	4,68	24	2 983	18,9
4	813	5,03	25	3 166	20,1
5	872	5,40	26	3 360	21,3
6	934	5,79	27	3 564	22,7
7	1 001	6,21	28	3 779	24,1
8	1 073	6,65	29	4 004	25,6
9	1 148	7,12	30	4 242	27,2
10	1 227	7,62	35	5 622	36,5

1. RÔLE ET IMPORTANCE DE LA VENTILATION

Nécessité d'aérer.

L'aération a pour but de maintenir la qualité de l'air, c'est à dire d'y conserver les mêmes constituants dans les mêmes proportions.

Notamment,

- le taux de CO₂ doit rester inférieur à 0,1% pour éviter toute gêne. Une personne en dégage 15 à 30 l/h.
- la vapeur d'eau. Elle est produite aussi par les occupants (et par les divers usages de l'eau). Si l'humidité relative est trop importante les effets nuisibles suivants apparaissent :
 - Condensation : Voir chapitre Humidité et Condensation
 - Confort moindre : Sensation de moiteur. Voir Chap. 1.
 - Hygiène douteuse : Risque de prolifération de germes.

Nécessité de limiter l'aération.

L'air neuf est pris à l'extérieur. Il est donc nécessaire de chauffer cet air jusqu'à 19°C en hiver.

On voit donc qu'il y a un compromis à trouver puisqu'il faut ventiler, mais pas trop. La réglementation (qui a beaucoup évolué ces dernières années) impose donc certains débits. C'est ce que nous verrons dans le § correspondant.

2- LES PRINCIPES DE VENTILATION DES LOGEMENTS

Depuis 1969, l'aération par ouverture de fenêtres ainsi que la ventilation permanente par pièces séparées sont interdites pour les logements collectifs et la ventilation générale permanente est obligatoire, (sauf dans le cas des maisons individuelles en zone H2 et H3 ayant un SdB ou un WC avec un ouvrant sur l'extérieur)

Quels que soient les systèmes utilisés, ceux-ci doivent posséder les qualités suivantes :

- Maîtriser les déperditions par renouvellement d'air, et ce quelles que soient les perturbations dues au vent ou au tirage thermique. D'où mise en place d'entrées d'air de caractéristiques spécifiées et une enveloppe aux défauts d'étanchéité quasi nuls.
- Satisfaire aux exigences acoustiques.

Ventilation naturelle.

L'air neuf entre par les orifices placés dans les pièces principales et l'air vicié est évacué par les pièces de service.

Mais la ventilation naturelle repose sur le tirage thermique dont les effets sont fonction des conditions climatiques. Ainsi par temps froid et par grand vent, le renouvellement d'air sera plus important ; par contre, en été, le tirage diminue et peut même s'inverser.

Cette ventilation n'est pas contrôlée, mais présente l'avantage de ne pas entraîner de consommations électriques d'auxiliaires (ventilateurs).

On peut améliorer ce phénomène en utilisant des bouches d'entrée d'air auto réglables.

Voir § 5

De plus en plus de systèmes de ventilation par utilisation de conduits verticaux sont utilisés (en ventilation naturelle comme en ventilation mécanique).

Ventilation mécanique contrôlée (V.M.C.).

Un procédé mécanique, ventilateur, permet de contrôler les débits avec précision et par toutes les conditions climatiques. Suivant la position du ou des ventilateurs, on distingue :

- Extraction mécanique simple flux
- Insufflation mécanique simple flux
- Double flux.

Dans tous les cas l'air frais est admis exclusivement dans les pièces de vie (chambres, séjour, salon). L'air vicié est extrait des pièces humides (cuisine, salle de bains, WC, cellier)

L'air frais est pris à l'extérieur et sous l'effet de l'aspiration du ventilateur, qui crée une dépression dans le logement, celui-ci traverse le logement en assurant un balayage complet de l'habitation. Par balayage, il faut comprendre que l'air circule des pièces les moins polluées vers les pièces les plus polluées.

L'air vicié est extrait mécaniquement des pièces de service (cuisine, SdB, WC) et est rejeté à l'extérieur. En général, on peut faire varier le débit d'air extrait

Q_M Débit fort au moment de l'utilisation intensive des pièces d'eau (cuisine, salle de bain).

Q_m Débit minimum pour limiter les déperditions en temps normal. Ce débit correspond au débit de renouvellement d'air neuf.

Le débit total d'air extrait ne doit jamais être supérieur au débit total d'air neuf qui entre car dans ce cas on aspire inutilement de l'air frais extérieur, ce qui accroît les déperditions.

3. EFFETS DE LA VITESSE DU VENT SUR LA VENTILATION

Dans tous les cas de ventilation, il faut tenir compte des effets de la vitesse du vent variable suivant l'orientation de la façade par rapport à la direction du vent. Soit les trois cas suivants où on note des ouvertures pour l'entrée d'air neuf sur deux façades opposées, l'extraction se faisant mécaniquement sur une troisième façade avec le même débit :

Dans le 1^{er} cas, vent nul, le renouvellement d'air se fait normalement, son débit est le même que le débit d'air extrait et est bien réparti sur les différentes façades ($q_{vi,1}$, $q_{vi,2}$).

$$q_{ve} = q_{vi,1} + q_{vi,2}$$

Dans le 2^{ème} cas, vent faible,, le débit d'entrée d'air est plus fort au niveau de la façade au vent ($q_{vi,1}$) qu'au niveau de la façade sous le vent ($q_{vi,2}$). Mais le débit d'air extrait mécaniquement (q_{ve}) reste égal au débit d'entrée d'air

$$q_{ve} = q_{vi,1} + q_{vi,2}$$

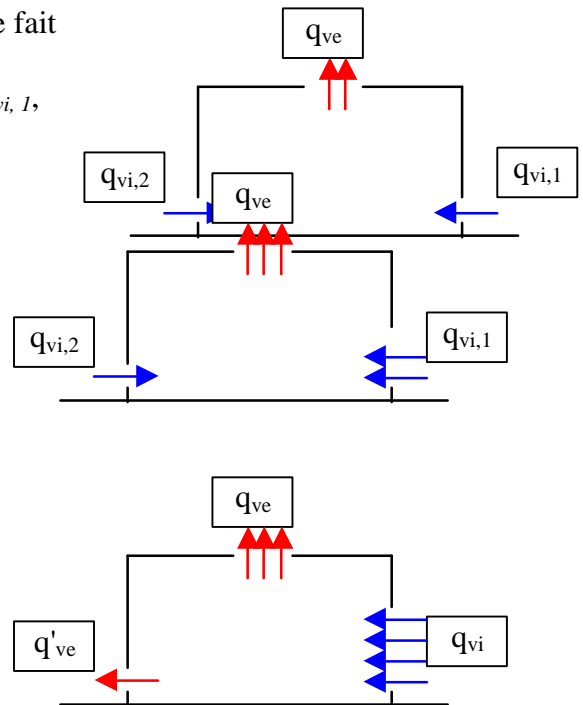
Dans le 3^{ème} cas, vent fort, il ne peut plus y avoir d'entrée d'air au niveau de la façade sous le vent (dépression), où un débit d'air extrait q'_{ve} s'ajoute à celui extrait des pièces de service q_{ve} , le total étant égal au débit d'entrée d'air de la façade au vent q_{vi} avec $q_{vi} > q_{ve}$ dans ce cas.

$$q_{ve} + q'_{ve} = q_{vi}$$

Par ailleurs, le passage de l'air au travers de la façade au vent se fait non seulement par la bouche d'entrée d'air mais également par les interstices de cette façade. Il faut donc tenir compte, en plus du débit extrait mécaniquement q_{vi} , d'un débit supplémentaire q'_{vi} , fonction de la perméabilité des façades et de la vitesse du vent.

Le débit de ventilation total qui entraîne des déperditions supplémentaires dans le bâtiment par entrée d'air froid extérieur est donc :

$$q_v = q_{vi} + q'_{vi} = q_{ve} + q'_{ve} + q'_{vi} \text{ [Eq 1]}$$



avec $q'_{ve} = 0$ par vent faible ou nul

$q'_{vi} = 0$ par vent nul, noté q_v dans le DTU

q_{ve} = débit spécifique de ventilation (voir calcul de q_v)

Le DTU propose un calcul réglementaire global $q'_{vi} + q'_{ve}$ en tenant compte de la perméabilité P_i de chaque façade i et de son exposition au vent (caractérisée par le coefficient e')

$$\text{d'où } q'_{ve} + q'_{vi} = q_s \text{ et } q = q_v + q_s$$

4. LA REGLEMENTATION.

Evolution des systèmes de ventilation.

Comme très souvent le développement des techniques est lié à la réglementation.

- jusqu'en 1937 : Aucun système spécifique n'est employé.
- entre 1937 et 1958 : Le Règlement Sanitaire de la Ville de Paris exige des entrées d'air permanente en façade.
- entre 1958 et 1969 : Le principe de ventilation est celui dit par pièces séparées : les pièces de service doivent, chacune, sauf pour les cabinets d'aisance ou salles de bain munies d'un ouvrant, être équipées d'une amenée d'air et d'une ventilation haute par conduit ou orifice.
- entre 1969 et 1982 : En zone HI, principe de ventilation générale et permanente obligatoire : l'extraction de l'air s'opère dans les pièces de service soit par tirage naturel soit par VMC.

Depuis 1982 : Possibilité de moduler les débits (Q_M et Q_m). Pour cela se reporter au décret, et arrêté n°82-269 du 24/03/1982 (article R111-9 du code de la construction et de l'habitation). Les calculs de Q_M et Q_m sont précisés au paragraphe 6.

5. TECHNOLOGIE DES SYSTEMES ECONOMISEURS

LES SYSTEMES CLASSIQUES

Ventilation naturelle.

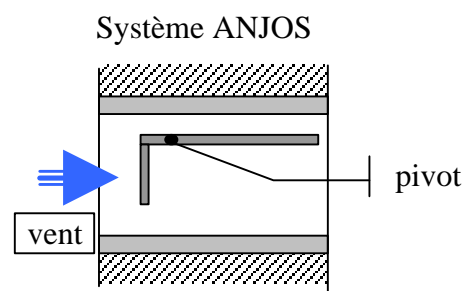
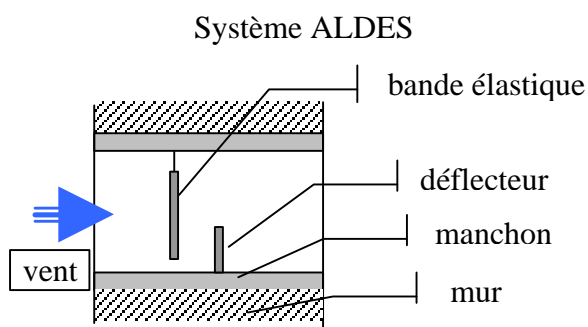
L'air neuf entre par les orifices placés dans les pièces principales, situés en partie haute, par exemple dans la partie supérieure des menuiseries d'ouvrants, et l'air vicié est évacué par les pièces de service.

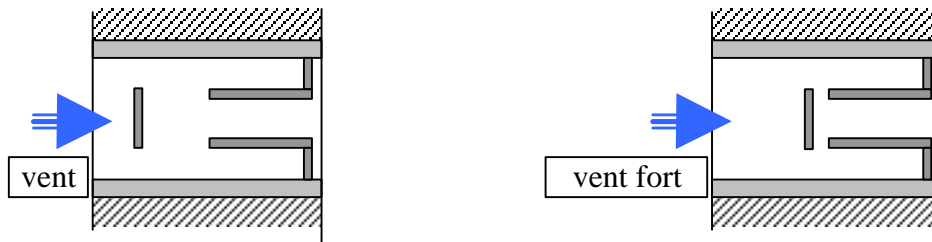
Mais la ventilation naturelle repose sur le tirage thermique dont les effets, on l'a vu au § 3, sont fonction des conditions climatiques.

Ainsi par temps froid et par grand vent, le renouvellement d'air sera très important ; par contre en été, le tirage diminue et peut même s'inverser.

On peut améliorer ce phénomène en utilisant des bouches d'entrée d'air auto réglables.

Pour les systèmes ci-dessous, quelle que soit la pression du vent, la quantité d'air admise reste sensiblement la même.





LA V.M.C DOUBLE FLUX AVEC RECUPERATEUR

L'air neuf extérieur est aspiré par un caisson d'insufflation, où il est :

- filtré
- éventuellement préchauffé en hiver (si possible par récupération de chaleur sur l'air extrait)
- humidifié et rafraîchi en été (par pulvérisation de gouttelettes d'eau permettant d'abaisser la température de l'air jusqu'à sa température humide)
- véhiculé vers les pièces principales dans un réseau de gaines.

Cet air neuf est introduit dans les pièces principales

- soit en partie haute
- soit sous les convecteurs par un diffuseur à fentes.

Le chauffage de complément est alors assuré par ces convecteurs réglés par thermostat.

L'extraction de l'air vicié s'effectue dans les pièces de service par l'intermédiaire de soupapes d'évacuation reliées à un groupe mécanique central.

Les récupérateurs de chaleur sur l'air extrait sont généralement des échangeurs statiques à plaques ou à tubes.

Voir DTU TH GV Art. 3,15

LES SYSTEMES HYGROREGLABLES

Entrée d'air hygroréglables Système dit du type B, cf. DTU THG

L'ouverture des bouches d'entrée d'air est modulée en fonction de l'humidité relative de l'air intérieur du logement. Ce procédé conduit à un bon compromis entre la réduction des déperditions par renouvellement d'air et la prévention des désordres dus aux condensations.

Se reporter aux avis techniques (Marques : Aéroplast, Anjos et Aidés)

Bouches d'extraction hygroréglables Système dit du type A

Dans ce cas les capteurs d'humidité (situés à proximité des bouches d'extraction) ne se trouvent que dans les pièces de service. Les débits extraits et donc d'air neuf ne sont donc pas fonction de l'humidité qui règne dans les pièces principales mais de l'humidité qui règne dans les pièces de service.

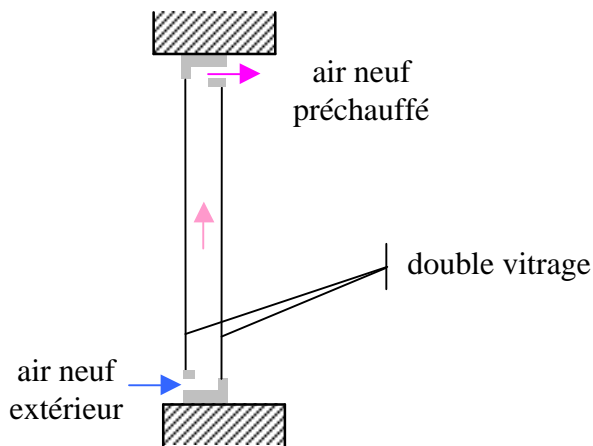
L'ISOLATION DYNAMIQUE

Principe : Faire circuler de l'air dans la paroi extérieure du bâtiment de manière à préchauffer l'air neuf.

1 Solution parietodynamique

Le principe est de faire circuler de l'air pris à l'extérieur dans le double vitrage.

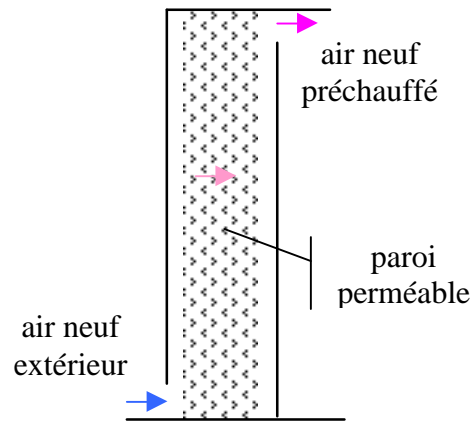
Le coefficient K d'une telle paroi dépend du débit d'air (K diminue si débit augmente).



2. Solution perméodynamique ;

La paroi est constituée de :

- + Noyau en laine minérale (par exemple : laine de verre entre deux grillages galvanisés)
- + Voile intérieur et extérieur sans aucune fonction isolante.



Solution héliodynamique

Un captage de l'énergie solaire permet de réchauffer le fluide circulant dans la paroi.

Ces systèmes d'isolation apportent une économie certaine mais dans la pratique, et au moins pendant longtemps, la conception de telles structures exigera une grande finesse et ne pourra être assimilée aux conceptions courantes.

L'exécution devra faire l'objet d'une attentive surveillance (cf. DTU TH GV Art 3,152 et Annexe I)

6. CALCUL DES DEPERDITIONS PAR VENTILATION

La chaleur volumique de l'air est (entre 0 et 20°C) : $C_{pv}=0,34 \text{ Wh.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$

On pourra donc calculer la quantité de chaleur f (en W)nécessaire pour chauffer un débit d'air Q_v de T_e à T_i par unité de temps.

$$f_{\text{ventilation}} = c_{pv} \cdot (Q_v + Q_s) \cdot (T_i - T_e)$$

Q_v le débit spécifique de ventilation dû au dispositif ($\text{m}^3.\text{heure}^{-1}$).

Q_s le débit spécifique supplémentaire dû à l'effet du vent (voir § effets du vent).

$$Q_s = P \cdot \frac{e}{1 + \frac{d}{e} \cdot \frac{(Q_e - Q_i)^2}{P}}$$

P est fonction de la taille des orifices de ventilation non auto réglables, de la surface d'ouvrants et leurs caractéristiques d'étanchéité, de la quantité de coffres de volets roulants extérieurs. Voir annexe 5 du DTU TH GV

e Coefficient d'exposition au vent (fonction de la région et de la situation plus ou moins protégée de la construction...) Voir annexe 6 du DTU TH GV.

$d = 1,55$ si le logement est à simple exposition

$d = 1,15$ si le logement est à exposition multiple

$Q_e = Q_v$ sauf en double flux où Q_e est le débit extrait.

$Q_i = 0$ sauf en double flux où Q_i est le débit insufflé.

Détermination de Q_v .

Q_v est le débit spécifique d'extraction d'air du logement, fonction du débit maximal d'extraction de chaque bouche q_M quand les pièces de service sont utilisées, et du débit minimal q_m quand les pièces de service ne sont pas utilisées.

Le débit q_v d'extraction d'air dans chaque pièce de service est donné en $\text{m}^3 \cdot \text{heure}^{-1}$ dans le tableau ci-dessous en fonction du nombre de pièces principales.

Nbre de pièces principales	cuisine	salle de bain	douche	WC unique	pour chaque WC supp
1	20-75	15	15	15	15
2	30-90	15	15	15	15
3	45-105	30	15	15	15
4	45-120	30	15	30	15
5 et plus	45-135	30	15	30	15

Nota ; Les deux valeurs indiquées pour la cuisine correspondent pour la 1^{er} à la valeur minimale à respecter à toute heure et pour la 2^{ème} à la valeur nécessaire en cas d'utilisation intensive des pièces de service.

Le DTU autorise de raisonner sur un débit moyen d'extraction, correspondant à 1 ou 2h journée d'utilisation intensive des pièces de service, d'où 3 cas de figure :

Extraction mécanique :

$Q_v = S q_v$ avec q_v débit de chaque bouche d'extraction $q_v = (1 - a) \cdot q_m + a \cdot q_M$ avec

$a=0$ si l'occupant ne peut agir sur le débit

$a = 1/12$ si l'occupant peut agir manuellement sur le débit

$a = 1/24$ si le débit est modulé par commande temporisée de 30 mn maxi de débit max/jour

$Q_v = 1,25 \cdot S_h$ (surface habitable) dans le cas des maisons individuelles avec SdB et WC ventilés par les ouvrants.

Pour la ventilation double flux : cf. réglementation

Les débits d'entrée d'air moyens conseillés sont de :

30 m³/h dans les pièces principales de taille moyenne

(25 à 30 m³/h pour les chambres)

60 m³/h dans les pièces plus grandes

(50 à 60 m³/h pour les salles de séjour)

On notera qu'en ventilation naturelle (simple ouverture vers l'extérieur), une ouverture de 25 cm² est capable de fournir par vent nul à faible, un débit d'entrée d'air d'environ 30 m³.h⁻¹.

Dans le DTU TH GV, on utilisera la quantité DR qui représente la puissance de chauffage nécessaire à la ventilation par unité d'écart de température ($T_i - T_e$) :

$$DR = \frac{f(\text{ventilation})}{(T_i - T_e)} = 0,34 \cdot (Q_v + Q_s) \text{ avec}$$

DR : déperditions par renouvellement d'air (W.K⁻¹)

Q_v et Q_s : débits de ventilation et supplémentaire (m³.h⁻¹)

EXEMPLE

Etudions sur un exemple les débits soufflés et aspirés en ventilation mécanique sur l'extraction (avec action manuelle pour moduler les débits par les occupants)

Soit un appartement constitué de :

	volume (m ³)	entrée d'air (m ³ .h ⁻¹)	extraction (m ³ .h ⁻¹)
1 séjour	60	≈ 60	
2 chambres	2×25	≈ 2×30	
1 cuisine	20		45 ou 105
1 SdB	15		15
1 WC	5		15
couloirs	10		
totaux	160	≈ 120	$Q_v = 80$

On observe que $Q_v = 0,5 \cdot V_h$

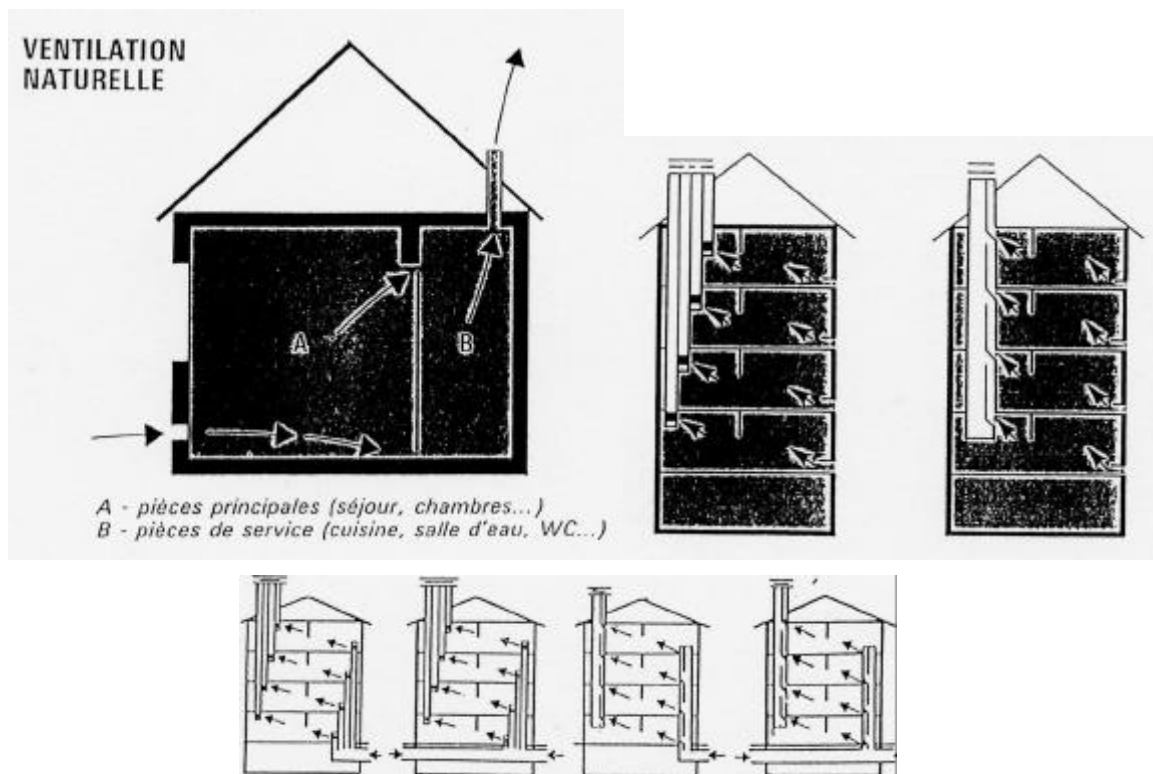
Remarque ; Si l'air traverse un espace tampon, voir règlement.

ANNEXES

VENTILATION NATURELLE

Dans les logements collectifs, les conduits d'évacuation (et éventuellement d'amenée d'air neuf) peuvent être de deux types :

- soit individuels
- soit du type 'shunt', c'est-à-dire collectifs avec des raccordements individuels sur le conduit collectif dont la hauteur est celle d'un étage (pour des raisons acoustiques évidentes).

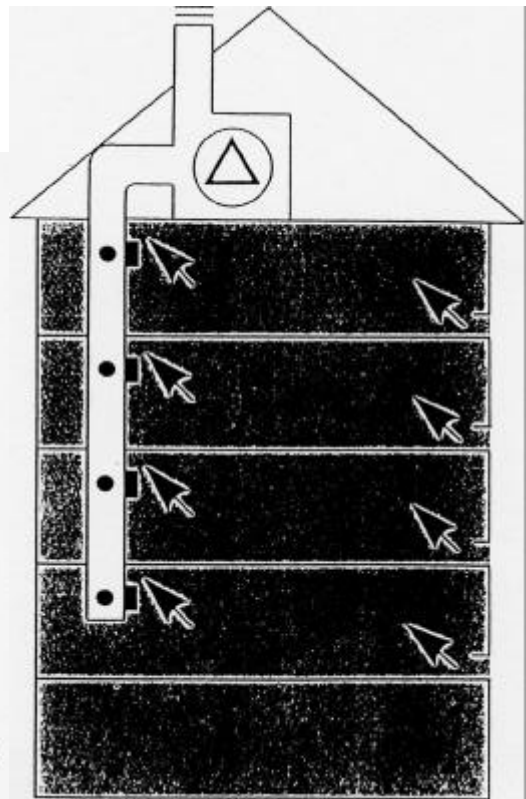
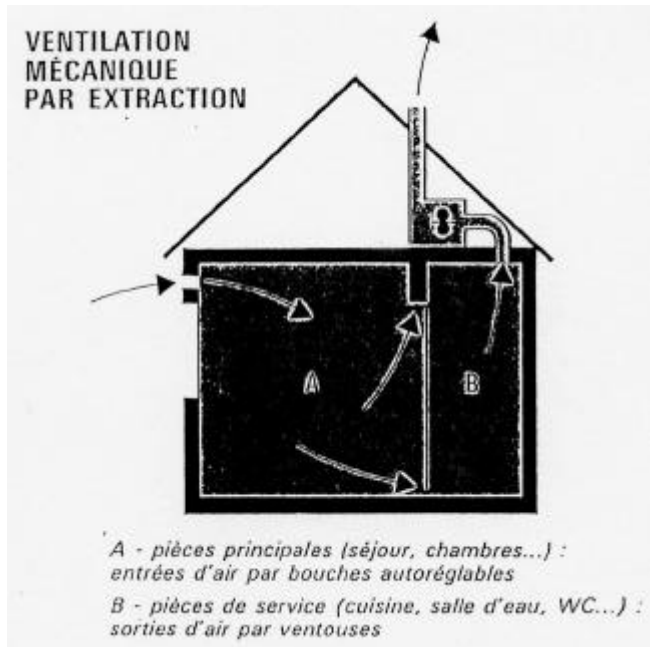


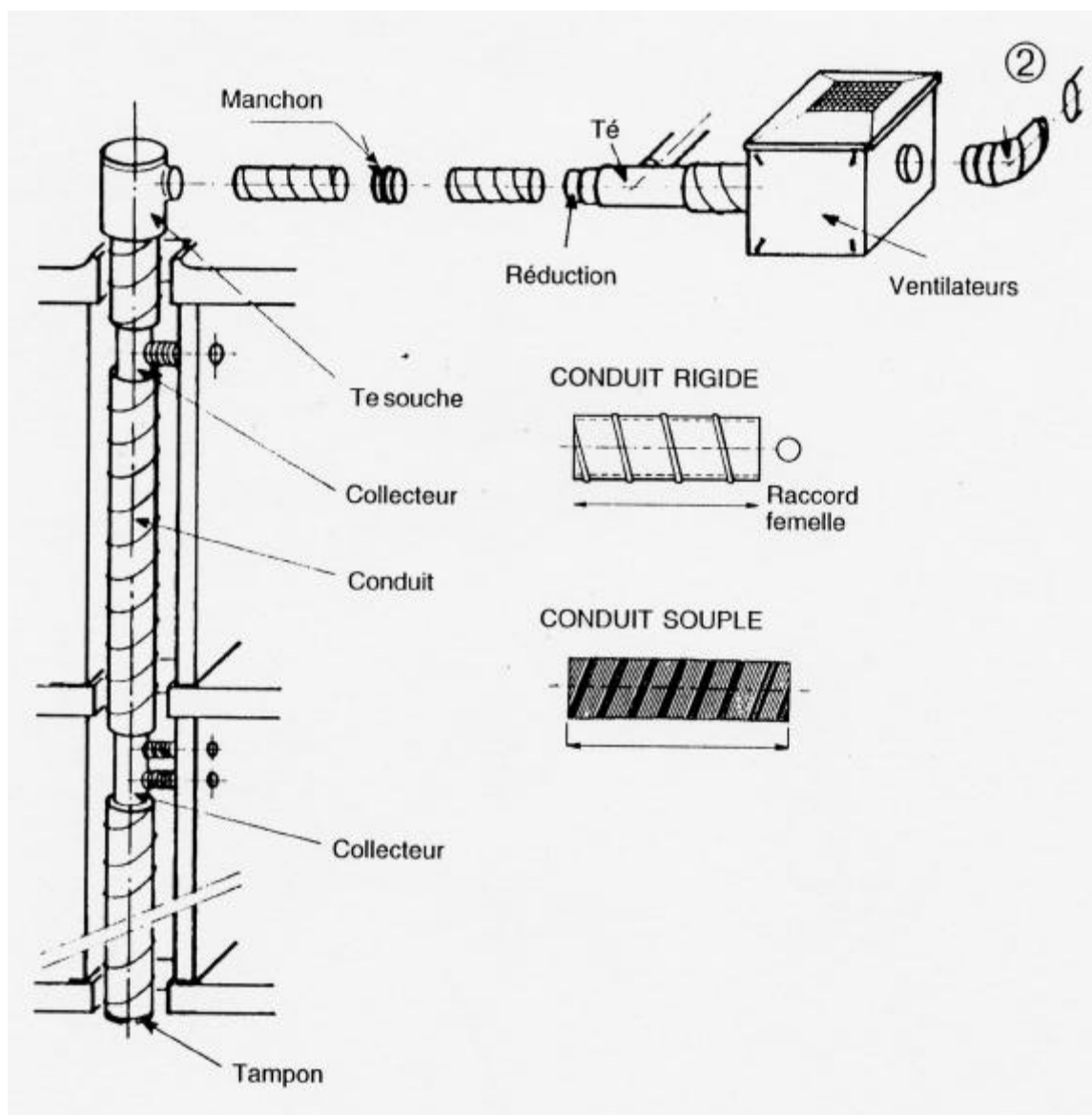
Pour réaliser un dispositif d'aération de ce type dans un logement qui n'est pas équipé, plusieurs solutions sont envisageables mais pas toujours réalisables :

- faire passer les conduits par l'intérieur ;
- faire passer les conduits par l'extérieur (sur un mur pignon) ;
- utiliser les conduits de fumée existants après avoir vérifié leur état (étanchéité) et les avoir chemisés si nécessaire.

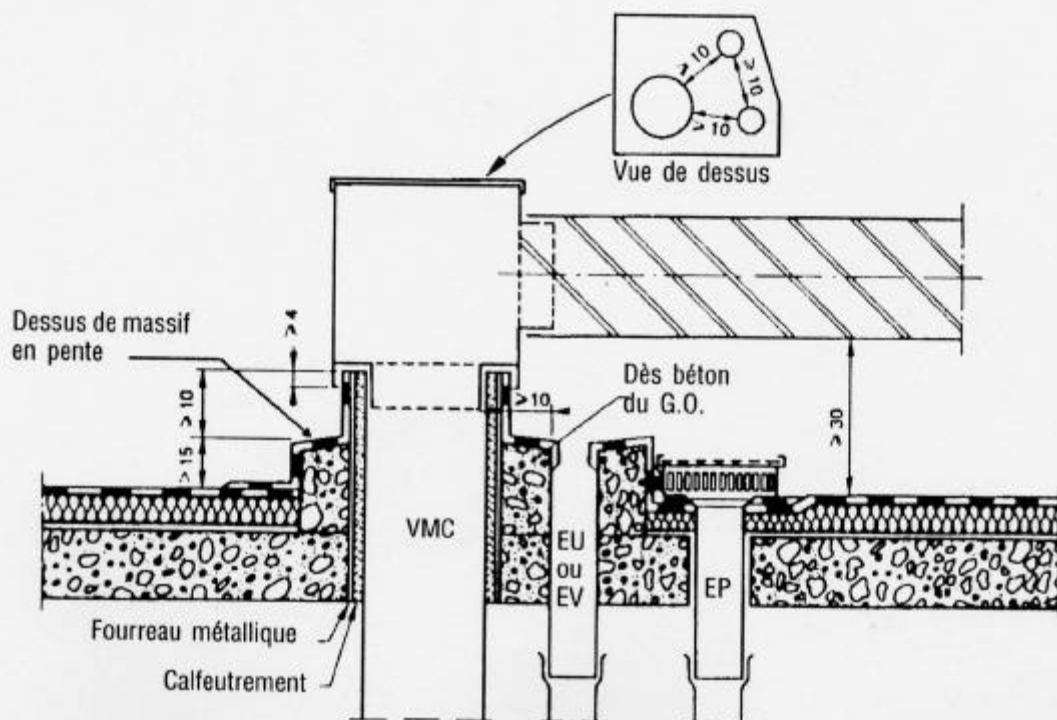
VENTILATION MECANIQUE PAR EXTRACTION

Dans /es immeubles collectifs, les bouches d'extraction sont raccordées à un conduit vertical j situé à l'intérieur (cage d'escalier) ou a l'extérieur l de l'immeuble. Les conduits verticaux sont l ensuite réunis au groupe de ventilation par les gaines horizontales.

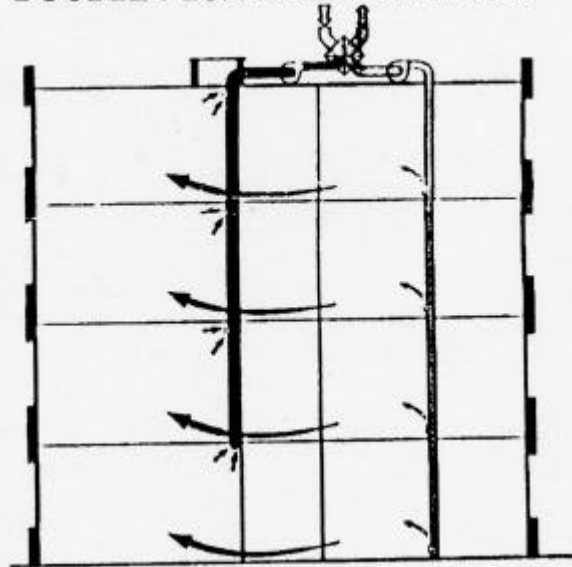




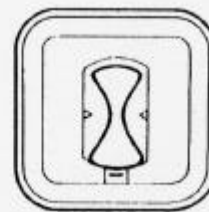
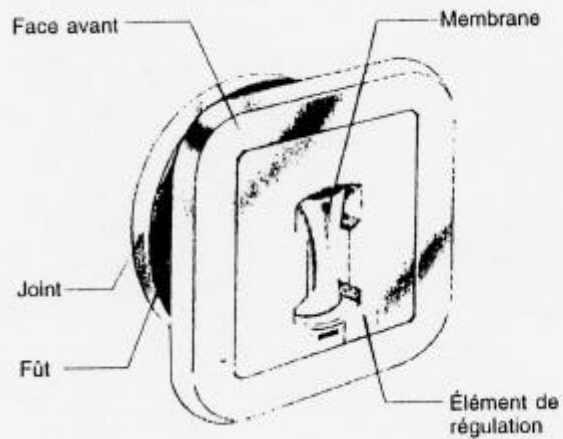
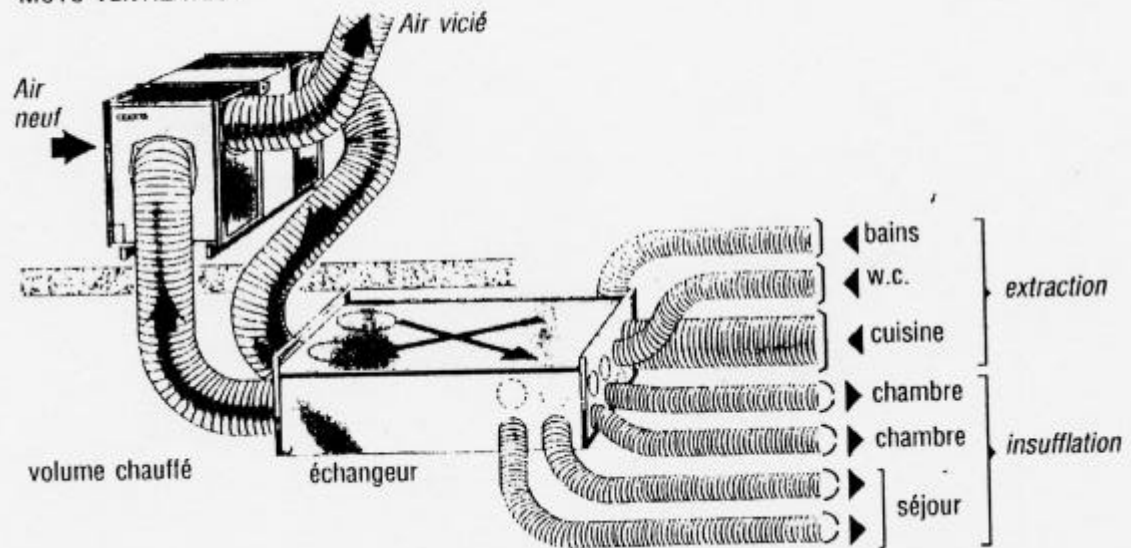
EXEMPLE DE SORTIE TERRASSE



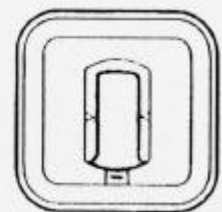
DOUBLE-FLUX-RÉCUPÉRATEUR



MOTO-VENTILATEUR



Membrane au repos



Membrane soumise à une dépression

L'AUTORÉGLABLE

Exemple d'autorégulation :

une lame souple, placée dans un boîtier en matière plastique formant un diffuseur assure la régulation, en se déformant sous l'action de la pression différentielle. La veine d'air est ainsi calibrée.

