



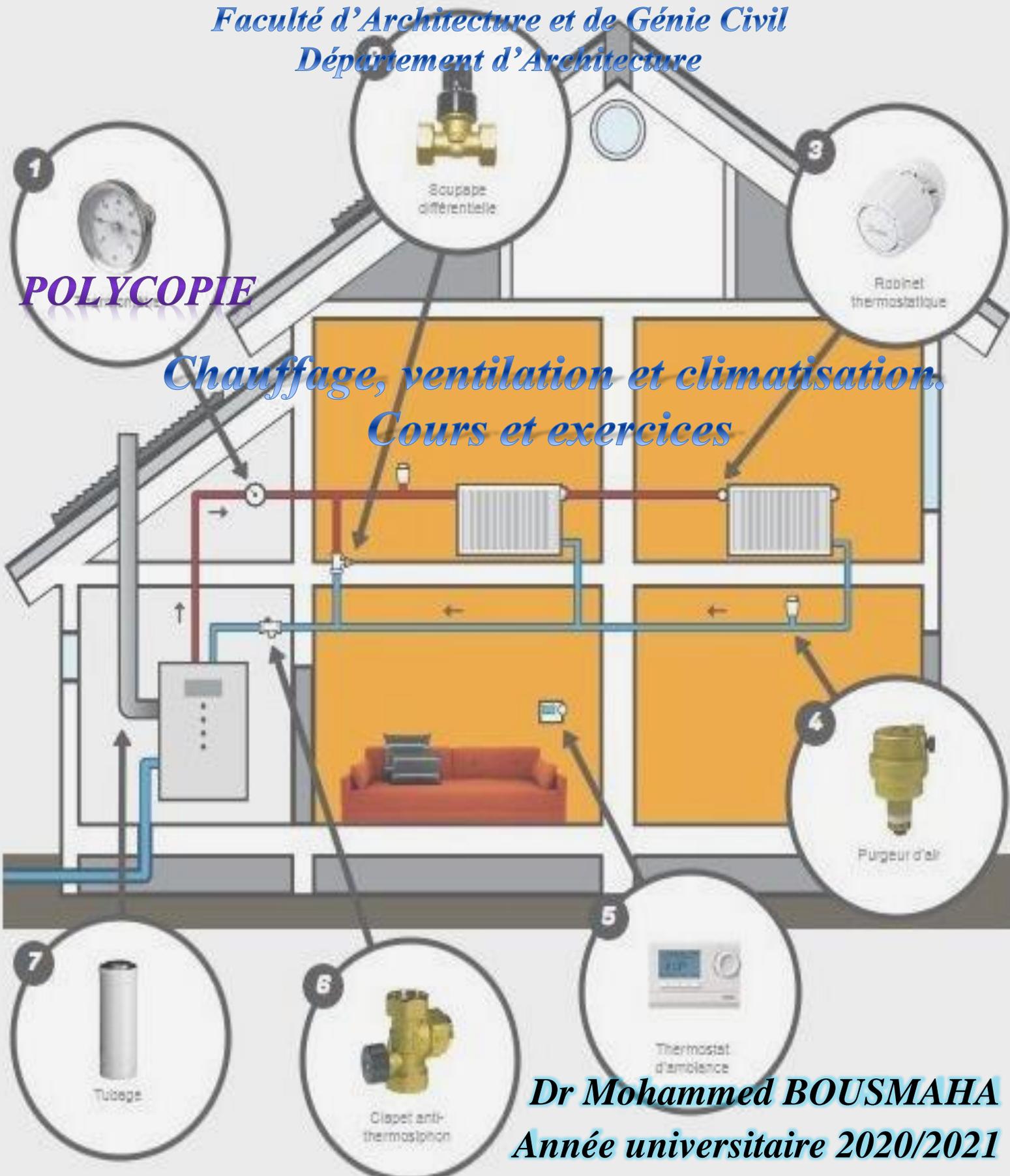
الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
جامعة وهران للعلوم والتكنولوجيا «محمد بوضياف»

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur Et de la Recherche Scientifique
Université des Sciences et de la Technologie d'Oran Mohamed BOUDIAF

Faculté d'Architecture et de Génie Civil
Département d'Architecture

POLYCOPIE

Chauffage, ventilation et climatisation.
Cours et exercices



Dr Mohammed BOUSMAHA
Année universitaire 2020/2021

PREFACE

Chauffage, ventilation et climatisation. Cours et exercices ! Destiné aux architectes et ingénieurs en génie civil, cet ouvrage présente en simplifiant pour le lecteur universitaire les modes de transfert de chaleur pour assurer une ambiance confortable et salubre. C'est un support destiné aux étudiants débutants et spécialement à ceux de la troisième année LMD en architecture. C'est une discipline de plusieurs branches de technologie, qui est en constante évolution en fonction des besoins du développement des nouvelles structures dans le domaine de conception et de matériaux de construction, que ce soit théoriquement ou expérimentalement (technologie des matériaux, isolants) ainsi que le l'apogée des logiciels de calculs.

Chaque chapitre de ce travail comporte les notions fondamentales d'équipement du bâtiment. L'enseignement de ce module est nécessaire vu qu'il regroupe les connaissances physique et mathématique, traitent surtout les techniques de calcul du confort thermique.

Je remercie Allah de m'avoir donné la possibilité d'évoluer, ma famille et les collègues qui ont apportés leur aide lors des années d'enseignement de ce module.

L'auteur

مقدمة

تدفئة تهوية وتكييف. دروس وتمارين! تستهدف المهندسين المعماريين والمهندسين المدنيين ، يقدم هذا الكتاب للقارئ الجامعي ، طرق نقل الحرارة لضمان بيئة مريحة وصحية. إنه دعم مخصص للطلاب المبتدئين وخاصة طلاب السنة الثالثة LMD في الهندسة المعمارية. وهي تخصص أساسي لعدة فروع من التكنولوجيا، تتطور هذه التكنولوجيا باستمرار وفقاً لاحتياجات تطوير الهياكل الجديدة في مجال التصميم ومواد البناء، سواء نظرياً أو تجريبياً (تكنولوجيا المواد ، عوازل) وكذلك ذروة برامج الحساب الرقمي.

يتضمن كل فصل من هذا العمل أساسيات معدات البناء. يعد تدريس هذه الوحدة أمراً ضرورياً لأنها تجمع بين المعرفة الفيزيائية والرياضية ، وتتناول بشكل أساسي تقنيات حساب الراحة الحرارية.

أشكر الله لإعطائي الفرصة للتطور، وعائلتي وزملائي الذين ساعدوا خلال سنوات التدريس.

المؤلف

SOMMAIRE

<i>Objectif du module</i>	1
CH 1 : Notions de base	
I-1 Modes de transfert de chaleur	1
I-2 L'effet provoqué par les facteurs micro-climatiques sur la sensation thermique de l'occupant	6
I-2-1 Bilan thermique entre le corps humain et l'ambiance	6
I-2-2 Equation du bilan thermique	6
I-2-2-1 Quantité de chaleur générée par les processus bio-physiologiques dans l'organisme M [kcal/h]	7
I-2-2-2 Quantité de chaleur transmise par l'organisme à l'ambiance par rayonnement Q_r [kcal/h]	7
I-2-2-3 Quantité de chaleur transmise du corps humain par convection Q_c [kcal/h]	7
I-2-2-4 Quantité de chaleur transmise du corps humain à l'ambiance par l'évaporation de la sueur Q_{ev} [kcal/h]	8
I-2-2-5 Quantité de chaleur dépensée par l'organisme pour effectuer le travail Q_t	8
I-2-2-6 Quantité de chaleur dépensée par l'organisme pour réchauffer ou refroidir l'air inspiré Q_{rep}	8
I-3 L'indice du stress thermique de l'organisme	8
CH II : Bilan thermique d'un bâtiment	
Introduction	11
II-1 Transfert de chaleur par conduction à travers une paroi plane	11
II-2 Courant de chaleur traversant une paroi	12
II-3 Résistance thermique propre de la paroi R_p	14
II-3-1 Paroi homogène	14
II-3-2 Paroi multicouche, dont chaque couche est homogène	16
II-3-3 Paroi de construction particulière	16
II-3-4 Paroi multicouche avec lame d'air non ventilée	17
II-3-5 Paroi multicouche avec lame d'air ventilée	18
II-3-6 Déperditions thermiques d'un bâtiment	18
II-3-6-1 Déperditions thermiques par transmission	19
II-3-6-2 Déperditions thermiques par renouvellement d'air	19
CH III Chauffage.	
III-1 Objectif	22
III-2 Types de chauffages	22
III-2-1 Modes d'exploitation	22
III-2-2 Choix de combustible	22
III-2-2-1 Différents combustibles	23
III-2-2-2 Différents fluides	24
III-2-3 Modes de distribution	25
III-2-3-1 Distribution supérieur	25
III-2-3-1 Distribution inférieur	26
III-2-4 Modes d'utilisation	27
III-2-4-1 Chauffage continue	27
III-2-4-1 Chauffage intermittent	27
III-2-5 Détermination de la puissance calorifique d'un générateur de chaleur	27
III-3 Aménagement des chaufferies	27
III-3-1 Espace pour implantation du matériel	27
III-4 Conduits de fumée	29
III-4-1 Tirage des cheminées	29

III-4-2 Conduit de fumée pour combustibles liquide ou solide	29
--	----

CH IV Ventilation.

IV-1 Objectif	32
IV-2 Mode de ventilation	32
IV-2-1 Ventilation naturelle (libre)	32
IV-3 Ventilation mécanique (forcée)	35
IV-3-1 Locaux en pression	35
IV-3-2 Locaux en dépression	35
IV-3-3 Local soumis à la pression atmosphérique	36
IV-4 Ventilation mécanique contrôlée (VMC)	36

CH V Climatisation.

V-1 Objectif	39
V-2 Types de conditionnement	39
V-2-1 Conditionnement intégral	39
V-2-2 Conditionnement individuel	42

Exercices et solutions

Références bibliographiques

Annexes

Chapitre I

Objectif du module : Le système de chauffage, de climatisation et de ventilation ont pour objectif d'assurer une ambiance à l'intérieur d'un volume habitable (local, bureaux ou logements) confortable aux occupants.

Le confort intérieur se distingue de :

1. **Confort thermique** : Il est possible de dire que l'ambiance est thermiquement confortable si elle provoque chez les occupants une sensation thermique agréable.
2. **Salubrité de l'air** : Cela n'est possible que si la quantité de composantes toxiques existante dans l'air ne dépasse pas la limite définie par la réglementation.

CH I : Notions de base

I-1 Modes de transfert de chaleur

Conduction : La conduction est la transmission de chaleur dans un milieu solide qui s'échauffe en continu sans déplacement de matière (ex : la chaleur est conduite à travers la pierre, mur, paroi, etc...)

Convection : transmission de chaleur dans un milieu fluide (liquide ou gaz) par déplacement des particules.

Rayonnement : transmission directe de la chaleur sous forme de radiations d'un corps chaud vers un corps froid (ex : rayonnement solaire, éclairage, etc...).

Le flux de chaleur traversant une surface représente la quantité de chaleur qui s'écoule pendant l'unité de temps. Noté (Φ) avec l'unité de mesure [Watt] ou bien [kcal/h].

Les facteurs climatiques influant sur la sensation thermique des occupants sont :

1. **Température de l'air dans une chambre** : notée T_i avec l'unité de mesure [$^{\circ}\text{C}$, $^{\circ}\text{K}$], mesurée à l'aide d'un thermomètre.
2. **La température de rayonnement dans une chambre** : notée T_{ray} déterminé approximativement par la formule suivante :

$$T_{\text{ray}} = \frac{\sum \tau_i F_i}{\sum F_i}$$

τ_i : température de la surface du mur i entourant l'occupant [$^{\circ}\text{C}$].

F_i : l'aire de la surface du mur i [m^2].

3. **La vitesse de déplacement de l'air dans une chambre** : notée v [m/s] est mesurée par les appareils dit anémomètres.

4. **l'humidité de l'air** :

Ce distingue par : L'humidité absolue de l'air.

L'humidité relative de l'air.

L'humidité absolue de l'air : qui indique la quantité de vapeur d'eau existant dans l'air et s'exprime par une des trois notions suivantes:

- Humidité absolue* : quantité de vapeur d'eau comptée en gramme existant dans 1m^3 d'air. Elle est notée **f** avec l'unité de mesure $[\text{g}/\text{m}^3]$.
- Teneur en vapeur d'eau* : quantité de vapeur d'eau comptée en gramme existant dans 1 kilogramme d'air sec. Elle est notée **d** avec l'unité de mesure $[\text{g}/\text{kg.a.s}]$.
- Tension de vapeur d'eau* : sachant que l'air est un mélange des composantes suivantes : O_2 , N_2 , gaz rares et vapeur d'eau. La pression atmosphérique est donc la somme des pressions partielles de ces composantes.

$$P_{\text{at}} = P_{\text{O}_2} + P_{\text{N}_2} + P_{\text{gaz rares}} + P_{\text{ve}}$$

La partie qui se compose d' O_2 , N_2 , gaz rares s'appelle **partie sèche de l'air** ou bien **air sec**.

La pression partielle de vapeur d'eau dans l'air s'appelle **tension de vapeur d'eau** dans l'air, elle est notée **e** avec l'unité de mesure $[\text{mm.Hg}]$. Dans l'atmosphère terrestre **e** oscille habituellement de 5 à 30mm.Hg selon le cas.

Relation entre f et e :

$$f = \frac{1.058 e}{1 + \frac{t}{273}}$$

t : est la température de l'air considéré $[\text{°C}]$.

Relation entre d et e :

$$d = 622 \cdot \frac{e}{P_{\text{at}} - e}$$

P_{at} : pression atmosphérique $[\text{mm.Hg}]$.

L'humidité relative de l'air : la notion humidité absolue nous permet d'avoir seulement la quantité absolue de vapeur d'eau existant dans l'air mais ne permet pas de savoir à quel degré cet air est humide. Pour ce faire, la notion humidité relative est utilisée dans ce cas.

L'humidité relative de l'air est le pourcentage entre la quantité de vapeur d'eau existant réellement dans l'air et la capacité maximale avec laquelle cet air pourrait la contenir, elle est notée **H_R** avec l'unité de mesure $[\%]$, obtenu par :

$$H_R = \frac{f}{F} \cdot 100\% = \frac{e}{E} \cdot 100\% = \frac{d}{D} \cdot 100\% .$$

F : humidité absolue maximale.

E : tension de vapeur maximale.

D : teneur en vapeur maximale.

Note : F, E et D dépendent de la température de l'air, plus la température de l'air est élevée plus la valeur de ces grandeurs est élevée. A une température définie de l'air une seule valeur de ces grandeurs sera obtenue.

Pour un air ayant un **f**, **e** ou **d** défini, une seule température sur laquelle cet air est saturé de vapeur d'eau.

Tableau des valeurs de température en relation de la tension de vapeur maximale.

T [°C]	E [mm.Hg]	T [°C]	E [mm.Hg]	T [°C]	E [mm.Hg]
0	4.58	16	13.63	32	35.66
1	4.93	17	14.53	33	37.73
2	5.29	18	15.48	34	39.90
3	5.69	19	16.48	35	42.18
4	6.10	20	17.53	36	44.56
5	6.54	21	18.65	37	47.07
6	7.01	22	19.83	38	49.69
7	7.51	23	21.07	39	52.44
8	8.05	24	22.39	40	55.32
9	8.61	25	23.76	41	59.34
10	9.21	26	25.21	42	61.50
11	9.84	27	26.74	43	64.80
12	10.52	28	28.35	44	68.26
13	11.23	29	30.04	45	71.83
14	11.99	30	31.82	46	75.65
15	12.79	31	33.70	47	79.60

5. Température sèche et température humide de l'air :

La température sèche de l'air notée T_s est indiquée par le thermomètre à bulbe sec.

La température humide (mouillée) de l'air notée T_m est indiquée par le thermomètre à bulbe qui est revêtu par un bout de linge mouillé d'eau distillée.

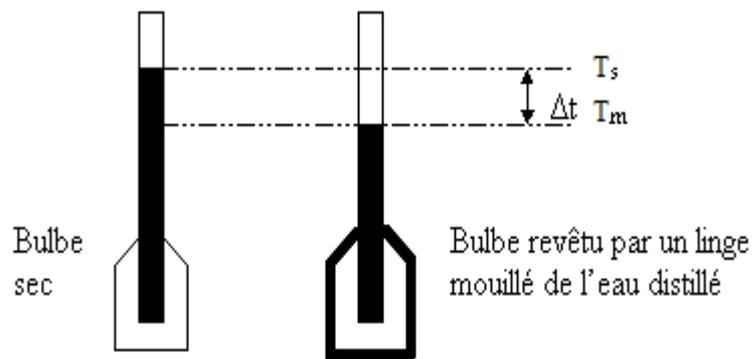


Figure I.1 Mesure de température T_s et T_m

L'évaporation de l'eau au tour du linge humide emporte une quantité définie de chaleur de l'environnement. Donc, elle provoque une diminution de la température par rapport à celle sèche, est de :

$$(\Delta t = t_s - t_m \neq 0).$$

Dans un cas particulier, où l'air est saturé de vapeur d'eau (l'humidité relative est de 100%), il n'y a pas d'évaporation :

$$(\Delta t = t_s - t_m = 0).$$

6. **Point de rosée de l'air** : si la température de l'air diminue en gardant constante sa teneur en vapeur **d**, on arrivera à une température définie, où l'air commence à être saturé. Cette température s'appelle *point de rosée* notée T_r .

Exemple : avec $e = 4.93 \text{ mmHg}$ $T_r = 1^\circ\text{C}$

$$e = 17.54 \text{ mmHg} \quad T_r = 20^\circ\text{C}$$

Cela est possible puisque T_r dépend directement de **d** donc de **e**.

7. **Teneur en chaleur de l'air** : c'est la quantité de chaleur comptée en kilocalories contenue dans un air humide dont la masse de partie sèche est de 1 kilogramme, à la température $T = 0^\circ\text{C}$ la quantité de chaleur contenue dans la partie sèche de l'air égale à zéro, et la quantité de chaleur contenue dans la vapeur d'eau est égale à la quantité de chaleur transmettant de l'eau en vapeur. Elle est notée **I** (enthalpie) avec l'unité kilocalorie par kilogramme d'air sec [kcal/kg.a.s].
8. **Le diagramme de l'air humide (diagramme I-d)** : il existe une relation entre **I** et **d** qui s'écrit comme suit :

$$\mathbf{I} = \mathbf{0,597.d} + \mathbf{0,00044.t.d} + \mathbf{0,24 t} \quad (1)$$

0.597 kcal/g : chaleur de vaporisation de l'eau à 0°C .

0.00044 kcal/g. $^\circ\text{C}$: chaleur spécifique de vapeur d'eau.

0.24 kcal/kg. $^\circ\text{C}$: chaleur spécifique de l'air sec.

t : température de l'air considéré.

$$(1) \Rightarrow \mathbf{I} = (\mathbf{0,597 + 0,00044.t}).\mathbf{d} + \mathbf{0,24 t} \quad (2)$$

L'expression (2) montre que la relation entre **I** et **d** est linéaire sous la forme :

$$\mathbf{I} = \mathbf{A.d} + \mathbf{B} \quad (3)$$

Sachant que :

$\mathbf{A} = \mathbf{0,597 + 0,00044.t}$ étant la pente de la droite.

$\mathbf{B} = \mathbf{0,24.t}$ étant la valeur de **I** quand $\mathbf{d} = 0$ (un air dépourvu de vapeur d'eau).

L'ensemble des valeurs de **t** nous donne un ensemble des droites, ces droites ne sont pas parallèles l'une à l'autre (plus **t** est élevée plus la pente de la droite est importante).

Il existe plusieurs méthode d'expression des dites droites sur le diagramme, ci-dessous se présente la méthode de RAMZIME.

Pour exprimer sur le diagramme I-d trois ensembles de droite exprimant les grandeurs I, t, d et un ensemble de courbes exprimant l'humidité relative H. Ramzime utilise le système de coordonnées dans lequel l'abscisse fait avec l'ordonnée un angle de 135°. Dans ce diagramme l'ensemble des droites de faible pente non parallèles exprime la température de l'air, l'ensemble des droites obliques parallèles faisant avec la verticale (avec l'horizontale) un angle de 45° expriment la teneur en chaleur de l'air **I** et l'ensemble des courbes exprime l'humidité relative **H**.

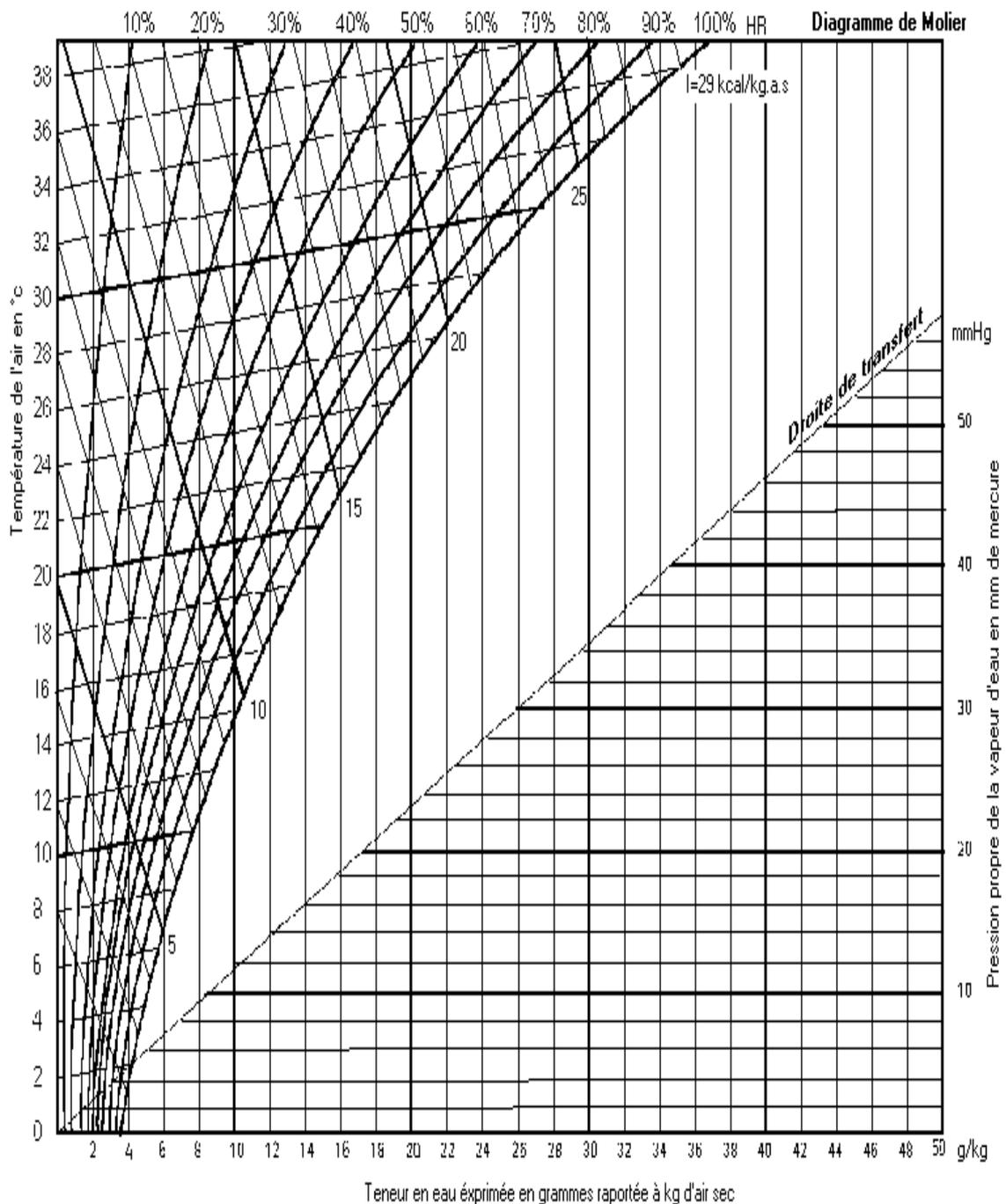


Figure I.2 Diagramme de Molier.

I-2 Effet provoqué par les facteurs micro-climatiques sur la sensation thermique de l'occupant

I-2-1 Bilan thermique entre le corps humain et l'ambiance

Le corps humain échange continuellement de la chaleur avec l'ambiance, dans cet échange la quantité de chaleur générée par les processus bio-physiologiques se déroulant continuellement dans l'organisme (respiration, digestion, circulation sanguine, etc...) peut être soit supérieure, soit égale ou inférieure à celle dégagée par le corps humain à l'ambiance environnante. L'échange thermique entre le corps humain et l'ambiance s'exprime par l'équation suivante :

$$\Delta Q = M - Q_r - Q_c - Q_{ev} - Q_t - Q_{rep} \quad [\text{kcal/h}]$$

ΔQ : quantité de chaleur restante dans l'organisme.

M : quantité de chaleur générée par le processus bio-physiologique.

Q_r : quantité de chaleur transmise par l'organisme à l'ambiance par rayonnement.

Q_c : quantité de chaleur transmise du corps humain à l'ambiance par convection.

Q_{ev} : quantité de chaleur transmise du corps humain à l'ambiance par l'évaporation de la sueur.

Q_t : quantité de chaleur dépensée par l'organisme pour effectuer le travail.

Q_{rep} : quantité de chaleur dépensée par l'organisme pour réchauffer ou refroidir l'air inspiré (réchauffé si la température de l'air inspiré $< 37^\circ\text{C}$, refroidie si $t > 37^\circ\text{C}$).

En général $\Delta Q \approx 0$ correspond à une sensation thermique agréable,

$\Delta Q > 0$ correspond à une sensation thermique du côté chaud,

$\Delta Q \approx 0$ correspond à une sensation thermique du côté froid.

I-2-2 Equation du bilan thermique :

I-2-2-1 Quantité de chaleur généré par les processus bio-physiologiques dans l'organisme M [kcal/h]

Cette quantité de chaleur dépend des facteurs suivants :

- L'état de santé
- Les caractéristiques bio-physiologique de l'organisme.
- L'âge.
- La dureté du travail effectué.

M = 70 kcal/h personnes couchés.

M = 75 à 80 kcal/h personnes assises.

M = 150 à 250 kcal/h travailleur métallurgiste.

I-2-2-2 Quantité de chaleur transmise par l'organisme à l'ambiance par rayonnement Q_r [kcal/h]

Déterminée par la formule de B.Giovani :

$$Q_r = 2,16 \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot (35 - t_r)$$

2,16 : est le coefficient d'échange de chaleur entre l'organisme et l'ambiance par rayonnement.

β_1 : coefficient dépendant de l'activité.

Dureté du travail	M [kcal/h]	β_1
Légère	120 à 150	1
Moyenne	150 à 250	1.07
Lourde	>250	1.15

β_2 : coefficient dépendant de l'isolation thermique des vêtements et dont les valeurs sont les suivantes :

Caractéristiques de vêtements	β_2
Légers	1
Moyens	0.66
isolants	0.50

35°C : est une valeur moyenne de la température de vêtements, peau, organisme.

t_r : température de rayonnement de l'ambiance.

I-2-2-3 Quantité de chaleur transmise du corps humain par convection Q_c [kcal/h]

Présente sous la forme suivante :

$$Q_c = 8,87 \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot \sqrt{v} \cdot (35 - t_i)$$

8.87 [kcal.s^{0.5}/h.°c.m^{0.5}] : coefficient d'échange de chaleur par convection entre le corps humain et l'ambiance.

β_1, β_2 : les mêmes coefficients précédemment évoqués.

t_i [°c] : température de l'air intérieur.

v [m/s] : vitesse du déplacement de l'air intérieur.

I-2-2-4 Quantité de chaleur transmise du corps humain à l'ambiance par l'évaporation de la sueur Q_{ev} [kcal/h]

Dans le cas d'une sensation de chaleur développée par l'organisme humain ($\Delta Q \gg 0$), le corps commence à dégager de la sueur (l'émonctoire de sueur commence à fonctionner, la sueur apparaît sur la peau et s'évapore dans l'air). L'évaporation emporte une quantité de chaleur pour diminuer jusqu'à l'annulation de ΔQ .

Q_{ev} est déterminé par la formule suivante :

$$Q_{ev} = k \cdot v^{0.8} \cdot (42 - e_i).$$

k [kcal.s^{0.8}/h.mmHg.m^{0.8}] : coefficient de perte calorifique de l'organisme par évaporation de sueur

v [m/s] : vitesse du déplacement de l'air intérieur.

42 mmHg : tension maximale de vapeur d'eau dans l'air intérieur correspondante à la température moyenne de la peau et vêtements (35°C).

e_i [mmHg] : tension réelle de vapeur d'eau dans l'air intérieur.

I-2-2-5 Quantité de chaleur dépensée par l'organisme pour effectuer le travail Q_t

Au cours d'un travail une partie de chaleur générée par les processus bio-physiologiques dans l'organisme est transférée en énergie de différentes formes tels que l'énergie mécanique, électrique, chimique ..., pour effectuer ce travail. Elle est déterminée par la formule approximative suivante :

$$Q_t \approx 0.2 \cdot (M - M_r).$$

M_r [kcal/h] : quantité de chaleur générée par les processus bio-physiologiques dans l'organisme quand il se trouve en état de repos, admise habituellement égale à 85 kcal/h.

II-2-2-6 Quantité de chaleur dépensée par l'organisme pour réchauffer ou refroidir l'air inspiré Q_{rep}

Cette grandeur est négligeable devant les autres grandeurs.

Finally, from the calculations above and from experiences, it is possible to establish the regulations of the micro-climate comfortable in the rooms.

I-3 L'indice du stress thermique de l'organisme

A partir de l'équation de bilan thermique du corps humain, il est possible de déduire :

$$\Delta Q = 0 \Rightarrow k = \frac{M - 2.16 \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 (35 - t_r) - 8.87 \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot \sqrt{v} (35 - t_i) - 0.2 (M - M_r)}{v^{0.8} \cdot (42 - e_i)}.$$

k s'appelle indice du stress thermique de l'organisme.

$k=0$	Confort thermique.
$k>0$	Dis confort - chaud
$k<0$	Dis confort - froid

Chapitre II

CH II : Bilan thermique d'un bâtiment

Introduction

Le bâtiment ou le local se trouve dans un continuel échange thermique avec l'ambiance environnante, généralement dans cet échange la chaleur se transmet de l'intérieur vers l'extérieur en hiver et de l'extérieur vers l'intérieur en été par les voies suivantes :

1. A travers les baies ouvertes (portes, fenêtres, prise d'air, etc...) et à travers les murs, plafonds et planchers.
2. Suivant les réseaux de chauffage, de ventilation et de conditionnement d'air.

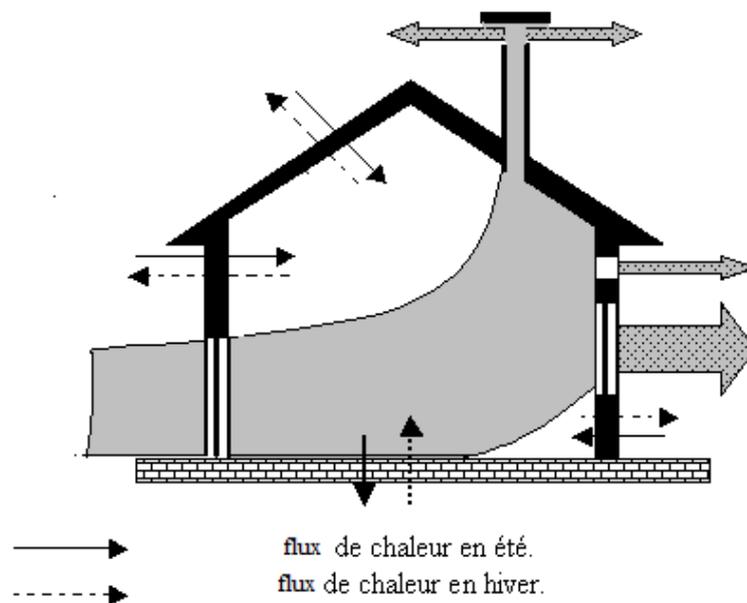


Figure II.1 Transfert de chaleur dans un habitat.

II-1 Transfert stable et unidimensionnel de la chaleur à travers une paroi plane

Le mur bâtiment est composé de parois planes (toits, murs, plafonds, planchers, etc...).

Transfert de chaleur

En hiver les facteurs du climat extérieur, surtout la température de l'air (changement très peu durant la période de 24 heures). Le transfert de chaleur à travers les parois en hiver peut être considéré comme stable avec des erreurs tolérables.

Transfert de chaleur unidimensionnelle

Considérons un mur homogène (en brique par exemple) séparant deux milieux : milieu extérieur avec température de l'air T_e , milieu intérieur avec

température de l'air t_i ($T_i > T_e$). Les deux sont supposées constantes et la surface externe du mur n'est pas ensoleillée. Dans ce cas, à cause de la répartition irrégulière de températures au sein du mur, il y a lieu théoriquement un transfert de chaleur dans toutes les directions x , y , z , reste que dans la pratique l'irrégularité des températures montre que dans les sens y , z (hauteur et longueur du mur) est négligeable-ment petite devant celle suivant le sens x (épaisseurs du mur).

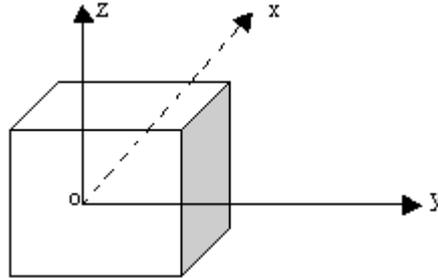


Figure II.2 Schéma de transfert de chaleur suivant x y z .

On suppose qu'il y a un transfert de chaleur seulement suivant x , autrement dit, le transfert de chaleur dans le bâtiment est considérée comme unidimensionnel.

II-2 Flux de chaleur traversant une paroi

Avec une paroi homogène (qui est constituée par un seul matériau) séparant deux milieux: milieu extérieur avec une température de l'air t_e et un milieu intérieur avec une température de l'air T_i (supposant que $T_i > T_e$). Dans ce cas, il y a un transfert de chaleur qui traverse la paroi de l'intérieur vers l'extérieur (du côté le plus chaud vers le côté le plus froid. on note φ la quantité de chaleur qui traverse le mur par unité de transfert [$\text{kcal}/\text{m}^2.\text{h}$]).

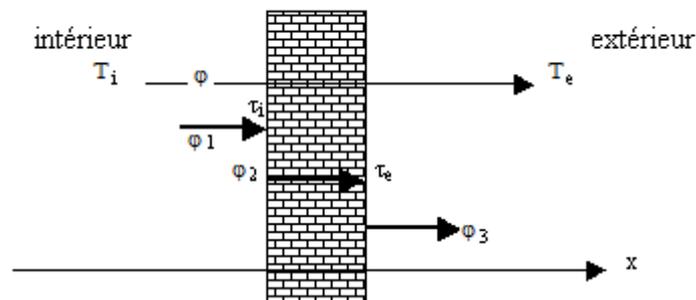


Figure II.3 Schéma de transfert de chaleur suivant x .

φ est déterminé par la relation suivante :

$$\varphi = \frac{T_i - T_e}{R_0} \quad [\text{kcal}/\text{m}^2.\text{h}].$$

R_0 : résistance thermique de la paroi [$\text{m}^2.\text{h}.\text{°C}/\text{kcal}$].

La quantité de chaleur φ transférée de l'air intérieur vers l'air extérieur doit parcourir 03 étapes :

La première étape est au niveau de l'air intérieur à la surface interne de la paroi, le flux de chaleur dans cette zone est noté φ_1 , déterminé par la relation suivante:

$$\varphi_1 = \frac{T_i - \tau_i}{R_i}$$

R_i : résistance thermique superficielle de la surface interne de la paroi [$m^2 \cdot h \cdot ^\circ C / kcal$].

La deuxième étape est à partir de la surface interne à la surface externe de la paroi, le flux de chaleur dans cette zone traverse le mur, est noté φ_2 , déterminé par :

$$\varphi_2 = \frac{\tau_i - \tau_e}{R_p}$$

R_p : résistance thermique de la paroi [$m^2 \cdot h \cdot ^\circ C / kcal$].

La troisième étape est à partir de la surface externe de la paroi à l'air extérieur, le flux de chaleur dans cette zone est noté φ_3 , déterminé par :

$$\varphi_3 = \frac{\tau_e - T_e}{R_e}$$

R_e : résistance thermique superficielle de la surface externe de la paroi [$m^2 \cdot h \cdot ^\circ C / kcal$].

Comme le transfert de chaleur est conservatif, on a :

$$\varphi = \varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3$$

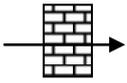
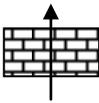
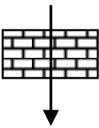
Ou bien :

$$\frac{T_i - T_e}{R_0} = \frac{T_i - \tau_i}{R_i} = \frac{\tau_i - \tau_e}{R_p} = \frac{\tau_e - T_e}{R_e}$$

On déduit que la résistance totale de paroi est :

$$R = R_i + R_p + R_e$$

Tableau donnant les résistances thermiques superficielles R_i , R_e [$m^2 h ^\circ C / Kcal$] selon le DTU.

		Parois extérieurs		Parois intérieurs	
		R_i	R_e	R_i	R_e
Paroi verticales		0.13	0.07	0.13	0.13
Parois horizontales flux ascendant		0.11	0.06	0.11	0.11
Parois horizontales flux descendant		0.20	0.06	0.20	0.20

II-3 Résistance thermique propre de la paroi R_p

II-3-1 Paroi homogène

Pour les parois de ce type, la résistance thermique propre se détermine par la relation suivante :

$$R_p = \frac{e_p}{\lambda} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}/\text{kcal}].$$

e_p : l'épaisseur de la paroi [m].

λ : Conductivité thermique du matériau [kcal/m.h.°C].

Cette conductivité dépend de plusieurs facteurs, dont 3 facteurs principaux sont :

1. la nature du matériau

Exemples : $\lambda_{\text{brique ordinaires}} = 0,6 \text{ kcal/m.h.}^\circ\text{C}$,

$\lambda_{\text{béton armé}} = 1,5 \text{ kcal/m.h.}^\circ\text{C}$,

$\lambda_{\text{eau}} = 0,5 \text{ kcal/m.h.}^\circ\text{C}$,

$\lambda_{\text{air}} = 0,025 \text{ kcal/m.h.}^\circ\text{C}$).

2. température du matériau : plus la température du matériau est haute, plus sa conductivité est importante.
3. l'humidité du matériau : plus le matériau est humide (l'air résidant dans les pores du matériau est remplacé par l'eau) plus la conductivité est importante.

Les valeurs de la conductivité thermique λ de différents matériaux sont données dans le tableau suivant :

Conductivité thermique		
D'après le document technique unifié de février 1975 (D.T.U)		
Matériau	Masse volumique $\rho(\text{kg/m}^3)$	Conductivité thermique λ [kcal/m.h.°C]
Béton armé	2200 à 2400	1.5
Béton de gravillon	2000	1.2
Béton d'agréats légers		
1. vermiculite	500	0.12
2. pouzzolane	1500	0.45
3. perlite	600	0.18
béton cellulaire (siporex,...)	400	0.20
Enduits et mortier à la chaux et au ciment.	1800 à 2100	1.00
Carrelages	2300	0.90
Carreaux de plâtre.	1100 à 1300	0.60
Enduit de plâtre.	1000	0.40
Briques ordinaires.	1600 à 1800	0.60
Briques creuses (valeur moyenne).	900 à 1200	0.30 à 0.40
Verre et glace.	2700	1.00
Bois durs	800 à 900	0.20
Sapin	500 à 600	0.13
Fibagglos		
1. fibre de bois agglomérée au ciment	300	0.06
2. type Héraclite.	500	0.09
Isorel mou	300 à 600	0.04 à 0.06
Isorel dur.	900	0.20
Amiante-ciment	1700	0.40
Laine de verre	150	0.05
Polystyrène expansé.	50	0.036
Vermiculite en vase	100	0.06

II-3-2 Paroi multicouches

Dans plusieurs cas (surtout la toiture) une paroi homogène se montre incommode pour assurer une bonne isolation thermique en été ou en hiver. Habituellement, plus le matériau est bon mécaniquement tel que le béton armé plus il est mauvais dans sa qualité d'isolation thermique (voir le tableau ch II-3-1), pour y remédier il est intéressant de recourir aux parois multicouches (ex plancher terrasse : dalle en béton armé qui assure résistance mécanique, couches d'isolation thermique, couches d'étanchéité, etc...chaque couche peut être homogène ou peut se composer de pans de différents matériaux.

Dans le cas où chaque couche est homogène, la résistance thermique multicouche est déterminée par la relation suivante :

$$R_p = R_1 + R_2 + \dots + R_n$$

$$R_p = \sum_{i=1}^n R_{pi}$$

1. $i=1,2,\dots,n$: correspond au numérotation des couches.
2. e_i est l'épaisseur de la couche i ,
3. λ_i est la conductivité thermique de cette dernière.

On aura:

$$R_p = \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{e_n}{\lambda_n}$$

$$R_p = \sum_{i=1}^n \frac{e_i}{\lambda_i}$$

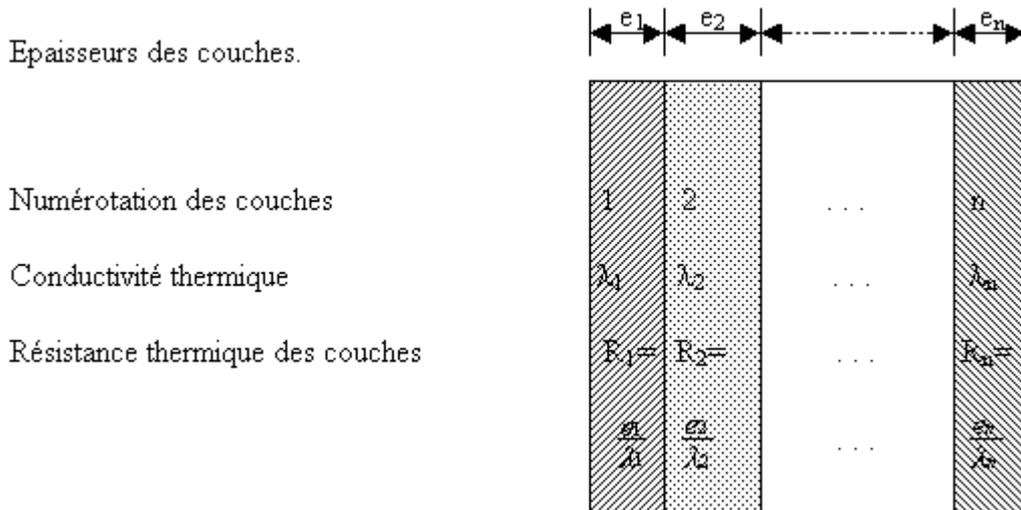


Figure II.4 Résistance thermique des multicouches.

Remarque : Si ce type de paroi placée entre deux milieu interne et externe, la résistance totale sera de :

$$R = R_i + R_p + R_e$$

$$R = R_i + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{e_n}{\lambda_n} + R_e$$

$$R = R_i + \sum_{i=1}^n \frac{e_i}{\lambda_i} + R_e$$

II-3-3 Paroi de construction particulière

Dans la pratique du bâtiment, il est possible de rencontrer éventuellement des parois de construction particulière telles que :

- Paroi uni couche mais composée de pans de différents matériaux.
- Paroi multicouche, dont chaque couche se compose de pans de différents matériaux.
- Paroi avec des pans thermique insérés.

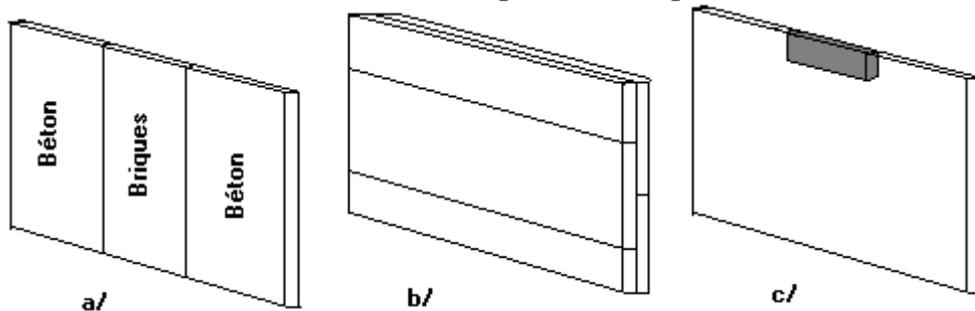


Figure II.5 Paroi de construction particulière.

La résistance thermique de ce type de parois est déterminée différemment de la paroi multicouche.

II-3-4 Paroi multicouches avec une lame d'air non ventilée

Sachant que la conductivité de l'air est trop petite par rapport à celle des matériaux ordinaires (ex : $\lambda_{\text{air}} = 0.025 \text{ kcal/m.h.}^\circ\text{C}$ contre $\lambda_{\text{briques ordinaires}} = 0.60 \text{ kcal/m.h.}^\circ\text{C}$), les bâtisseurs ont inséré de l'air dans les parois pour augmenter sa résistance thermique sans augmenter son épaisseur (brique creuse ou double paroi avec lame d'air), son poids et son prix de revient.

La chaleur se transmet à travers une lame d'air par 02 modes en même temps : convection et rayonnement.

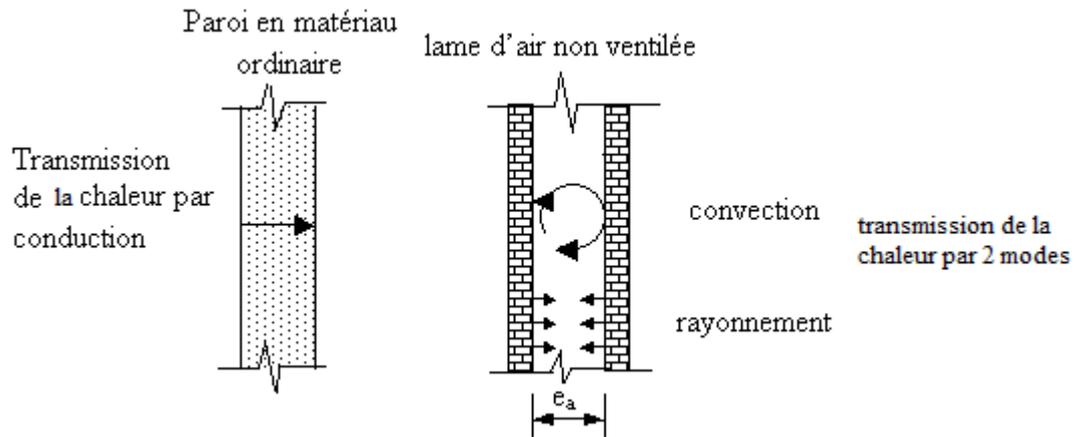


Figure II.6 Transfert de chaleur dans une paroi.

Le flux de chaleur transmis dans la lame d'air non ventilée par convection et rayonnement :

$$\varphi = \varphi_c + \varphi_r \quad [\text{kcal/m}^2.\text{h}]$$

φ_c : flux de chaleur dû à la convection, mais généralement l'épaisseur de la lame d'air est très faible, donc on considère qu'on a uniquement un effet de conduction.

φ_r : flux de chaleur dû aux rayonnements entre les deux faces de la lame d'air.

Remarque : Si on augmente l'épaisseur de la lame d'air on aura une augmentation du flux de chaleur φ_c (par convection).

Pour augmenter la résistance thermique de la lame d'air non ventilée il est possible d'appliquer le procédé suivant :

Coller de fines feuilles d'aluminium sur les surfaces interne du mur pour diminuer le flux de chaleur par rayonnement (le coefficient d'émission de l'aluminium poli est de l'ordre de **0,19** alors que celui du béton varie entre **0,92** et **0,97**).

II-3-5 Paroi multicouche avec lame d'air ventilée

Si dans la lame d'air non ventilée, il existe non seulement la transmission de chaleur d'une surface à l'autre par les 03 modes mentionnés précédemment. Dans celle ventilée, il existe en plus un flux d'air de ventilation qui emporte une quantité définie de chaleur de l'intérieur vers l'extérieur. Pour cela, du point de vue d'isolation thermique la paroi avec la lame d'air ventilée a l'avantage seulement dans la lutte contre la chaleur d'été et vis versa elle est un inconvénient dans la lutte contre le froid en hiver. Cependant, dans plusieurs cas on est obligé de l'utiliser même dans les conditions d'hiver, cela pour diminuer l'humidité dans la paroi.

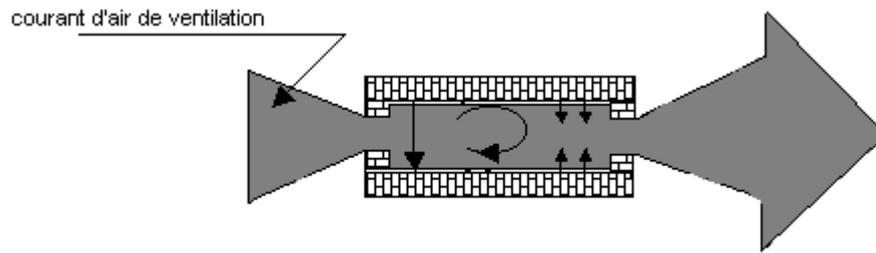


Figure II.7 Transfert de chaleur dans une paroi avec lame d'air ventilé.

II-3-6 Déperditions thermiques d'un bâtiment

Les déperditions thermiques d'un bâtiment comprennent deux facteurs suivants :

1. Déperditions par transmission de chaleur à travers les parois.
2. Déperditions par renouvellement d'air pendant la ventilation.

II-3-6-1 Déperditions thermiques par transmission

a) **Quantité de chaleur transmise à travers une paroi** : elle est notée D et définie par la relation suivante :

$$D = \varphi \cdot S = \frac{T_i - T_e}{R_0} \cdot S \quad [\text{kcal/h}]$$

φ : flux de chaleur transmis à travers la paroi [$\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$].

S : surface de la paroi [m^2].

T_i : température de l'air intérieur [$^{\circ}\text{C}$].

T_e : température de l'air extérieur [$^{\circ}\text{C}$].

R_0 : résistance thermique totale de la paroi considérée [$\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{kcal}$].

b) **Déperditions thermiques du bâtiment par transmission**

C'est la quantité totale de chaleur transmise à travers toutes les parois du bâtiment. Elle est notée D_t et définie par la relation suivante :

$$D_t = D_1 + D_2 + \dots + D_n = \sum D \quad [\text{kcal/h}]$$

D_1 : quantité de chaleur transmise à travers la paroi 1.

D_2 : quantité de chaleur transmise à travers la paroi 2. etc...

II-3-6-2 Déperditions thermiques par renouvellement d'air

Pour assurer une ambiance saine dans une chambre l'air s'y trouvant doit être continuellement renouveler par le processus dit de « ventilation ». Ce renouvellement d'air emporte une quantité de chaleur de l'intérieur vers l'extérieur. Cette quantité s'appelle déperdition thermique par renouvellement d'air, notée D_r déterminée par relation suivante :

$$D_r = c \cdot Q_m \cdot (T_i - T_e) \quad [\text{kcal/h}]$$

c : chaleur spécifique de l'air, elle dépend de la température de l'air et de la pression atmosphérique. Dans les conditions de température et de pression normale, elle peut être admise égale à **0.24 kcal/kg.°C**.

Q_m : Débit massique de l'air renouvelé [kg/h].

T_i : température de l'air intérieur [°C].

T_e : température de l'air extérieur [°C].

Entre le débit massique Q_m et le débit volumique Q_v de l'air renouvelé il existe :

$$Q_m = \rho \cdot Q_v$$

ρ : Masse volumique de l'air, elle dépend de la température de l'air et de la pression atmosphérique. Dans les conditions de température et de pression normale, elle peut être égale à **1.2 kg/m³**.

Finalement la formule définitive sera :

$$\begin{aligned} D_r &= c \cdot \rho \cdot Q_v \cdot (T_i - T_e) \\ &= 0.24 \cdot 1.2 \cdot Q_v \cdot (T_i - T_e) \end{aligned}$$

$$D_r = 0.29 \cdot Q_v \cdot (T_i - T_e)$$

La valeur du débit volumique de l'air renouvelé Q_v est déterminée par le besoin d'air frais des occupants, elle varie de **15 à 25 m³/h** pour les besoins d'air d'une seule personne.

Conclusion :

La Déperditions thermiques d'un bâtiment est égale à :

$$D = D_t + D_r.$$

Chapitre III

CH III Chauffage.

III-1 Objectif :

Le chauffage a pour objectif de compenser la déperdition thermique de chaque bâtiment en y maintenant un régime microclimatique thermiquement confortable. Il répond à un besoin physiologique de confort des individus. Dans le bâtiment, un équipement de chauffage assure le confort thermique des utilisateurs, il répond également à leurs besoins en termes de fourniture d'eau chaude sanitaire. Il comprend généralement un générateur comme une chaudière ou une pompe à chaleur qui alimente un ou plusieurs émetteurs de chaleur comme des radiateurs ou un plancher chauffant. Ceux-ci transmettent la chaleur produite au local à chauffer.

Le système de chauffage est composé de :

1. Production de chaleur : Le générateur de chaleur (chaudière) placé dans la chaufferie.
2. Réseau de distribution de chaleur.
3. Emetteur de la chaleur : Les radiateurs (éléments chauffants) et conduites dans les locaux.

III-2 Types de chauffages :

Il existe plusieurs types de chauffage pour assurer le confort thermique. Le système adopté dépend de nombreux facteurs. Les plus importants sont :

- Type du bâtiment.
- Nature des locaux.
- Temps de chauffage.
- Le coût de l'installation.

III-2-1 Modes d'exploitation :

L'exploitation peut être réalisée soit directement par le bénéficiaire (installation individuelle), soit par une installation commune (chauffage central).

III-2-2 Choix de combustible :

Le choix dépend :

- Du lien géographique.
- Du maître de l'ouvrage.
- Du mode d'exploitation.
- Et du prix de revient.

III-2-2-1 Différents combustibles :

Il existe plusieurs types de combustibles :

a) Combustibles solides :

Combustibles solides naturels : bois, tourbe (*combustible noirâtre, formé par la décomposition sur l'eau des matières végétales*), lignite (*charbon fossile portant des traces d'organisation végétale*), houille (*charbon fossile composé de carbone*), anthracite (*houille très riche en carbone*).

Combustibles solides artificiels : obtenue par carbonisation coke métallurgique, coke de gaz et semi-coke. Coke (*charbon poreux*).

b) Combustibles liquides :

Ils peuvent provenir de :

- Traitement des pétroles bruts (fuel-oil, mazoute).
- La distillation de divers minéraux comme les houilles (avec fabrication de coke).

c) Combustibles gazeux :

Le gaz utilisé peut être :

- Gaz naturel (*principalement de méthane*).
- Gaz provenant de la distillation des pétroles (*propane, le butane*).
- Gaz manufacturé (*gaz de ville*).

d) Electricité :

La production de chaleur se fait par effet Joule. C'est un système indépendant et fonctionnel par pièces :

- Convecteur 1000W/2000W (système autonome).
- Bain d'huile.
- Plancher chauffant. Etc...



Figure III.1 Schéma de diffusion de chaleur d'une nappe électrique (Plancher chauffant)

e) Energie solaire :

Le chauffage du bâtiment est réalisé en utilisation d'un capteur solaire, qui permet l'alimentation du plancher chauffant en eau chaude.

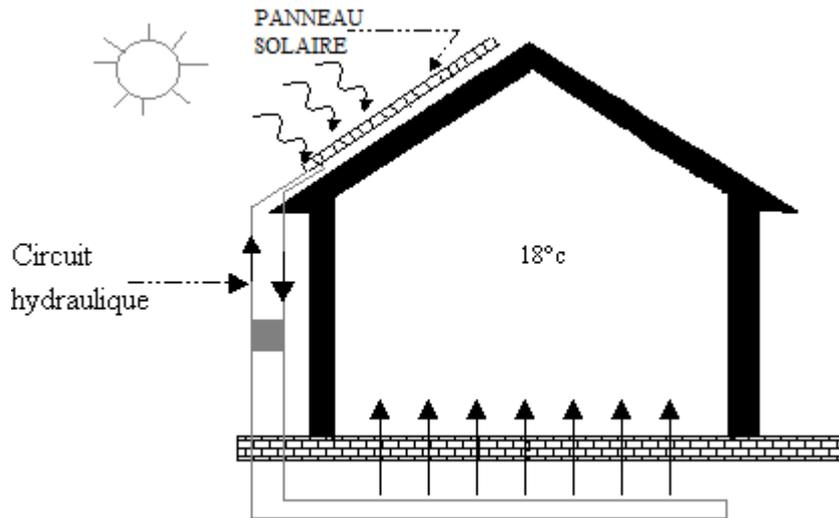


Figure III.2 Schéma de diffusion de chaleur.

f) Chauffage urbain :

Du point de vue économique, il est intéressant de brûler des combustibles très bon marché et notamment des ordures ménagères, or la puissance dégagée dépasse largement celle nécessaire pour alimenter un immeuble. D'où le passage à l'utilisation d'un fluide chauffant (vapeur HP ou eau sur-pressée).

III-2-2-2 Différents fluides caloporteurs :

Il existe plusieurs fluides chauffant telles que : l'eau, huile, l'air, vapeur d'eau.

a) Chauffage à eau chaude :

- Basse température $T < 110^{\circ}\text{C}$.
- Haute température $110^{\circ}\text{C} < T < 220^{\circ}\text{C}$. (vapeur d'eau)

Remarque : la pression dans les conduites doit être supérieure ou égale à la limite donnée par la courbe de saturation (voir fig.).

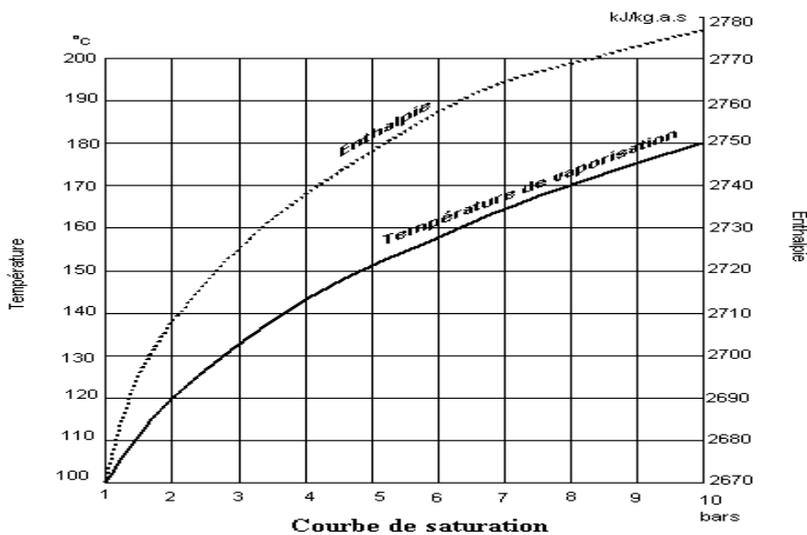


Figure III.3 Schéma de courbe de saturation

b) **Chauffage à vapeur :**

- **Basse pression :** $P=0.5$ bars effectifs (c'est la différence entre la pression dans les conduites et la pression atmosphérique en bar).
- **Haute pression :** $P > 0.5$ bars effectifs.

c) **Chauffage à air chaud.**

- d) **Chauffage à très haute température :** cela n'est possible que dans le cas d'une utilisation de fluide tels que l'huile comme capteur à des températures avoisinant 300°C et à une pression normale.

III-2-3 Modes de distribution :

III-2-3-1 Distribution supérieure : la figure suivante représente une distribution supérieure appelée distribution en *parapluie*. Dans ce système le collecteur de départ (eau chaude) passe vers la partie supérieure du bâtiment, le collecteur de retour (eau froide) passe vers la partie inférieure.

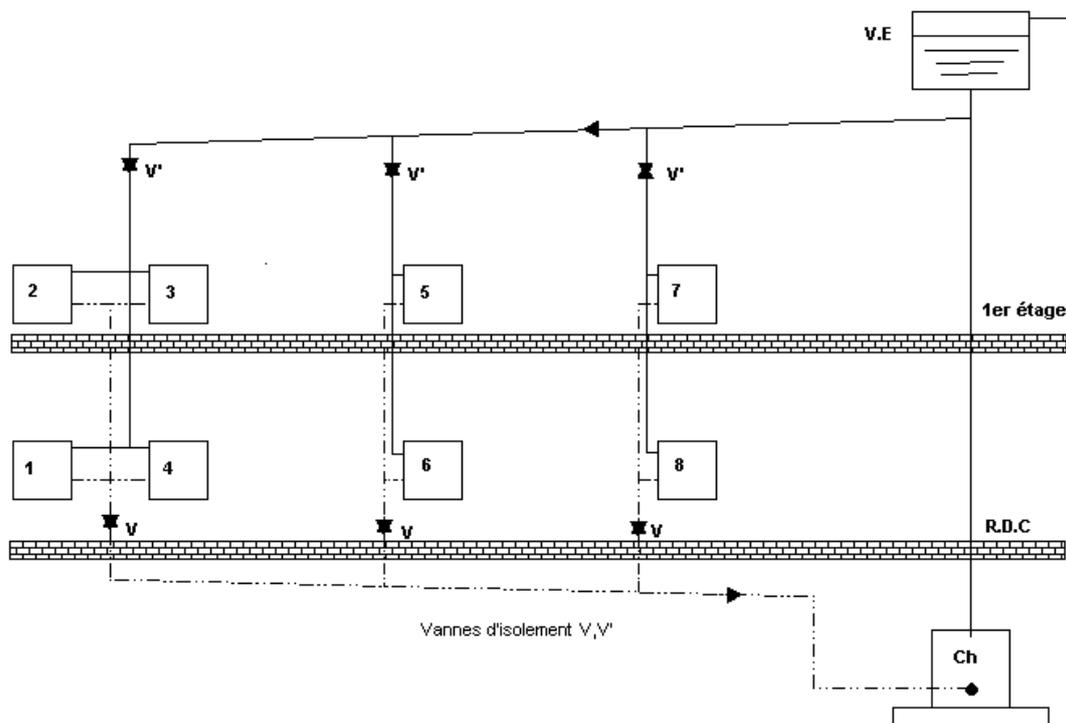


Figure III.4 Schéma de distribution supérieure

III-2-3-1 Distribution inférieure: la figure ci-dessous représente une distribution inférieure appelée distribution en *chandelle*. Dans ce système les collecteurs de distribution passent vers la partie basse de l'installation et desservent les colonnes verticales.

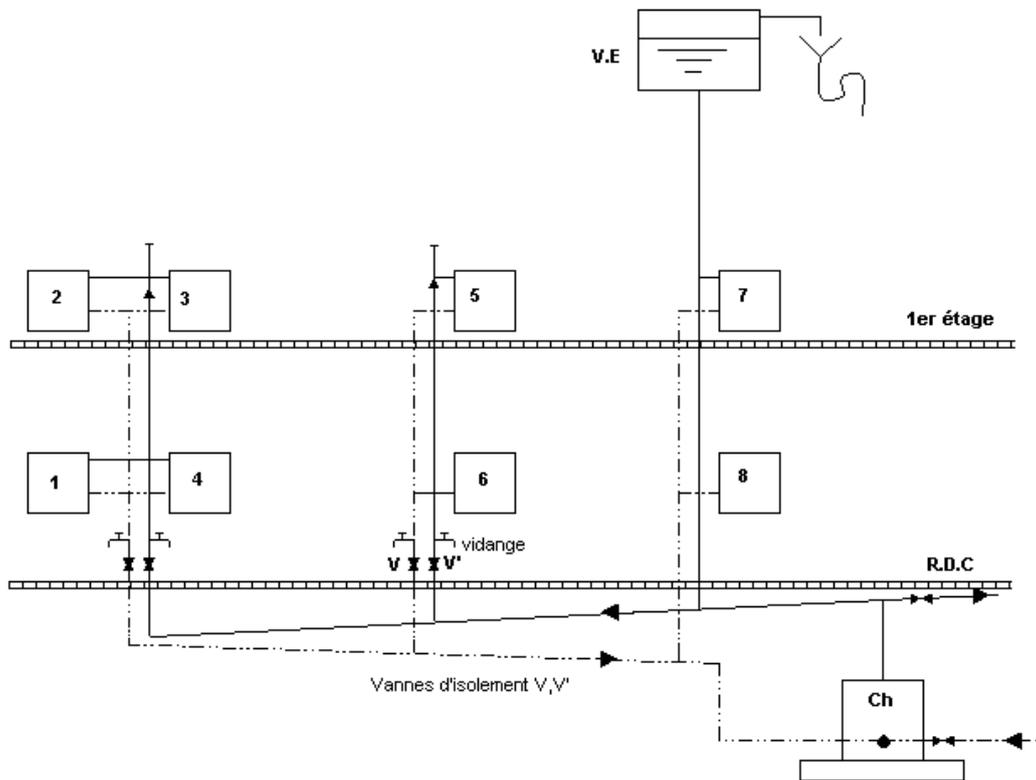


Figure III.5 Schéma de distribution inférieure

III-2-4 Modes d'utilisation :

III-2-4-1 Chauffage continu : Ce système fonctionne 24/24h.

III-2-4-1 Chauffage intermittent : Ce système fonctionne durant un temps limité où fixé par l'utilisateur.

III-2-5 Détermination de la puissance calorifique d'un générateur de chaleur :

Dans le cas, où le générateur de chaleur sert seulement à satisfaire les besoins de chauffage est de type continu, sa puissance calorifique est déterminer par la formule suivante :

$$P = \frac{G \cdot V_h \cdot (T_i - T_e)}{\tau} \text{ [kcal/h].}$$

G [kcal/m³.h.°C]: coefficient de déperdition volumique du bâtiment. Il mesure la perte d'énergie rapportée au volume habitable du bâtiment.

$$G = \frac{d_0}{V_h} = \frac{D_0}{(t_i - t_e)} \cdot \frac{1}{V_h}$$

$D_0 = \sum_1^n D_i + c \cdot Q_m \cdot (t_i - t_e)$: Déperdition thermique totale.

τ : Rendement moyen en général égale à 60% de la capacité de la chaudière, qui sera récupérer et diffuser dans le bâtiment.

V_{hf} : Volume habitable.

III-3 Aménagement des chaufferies :

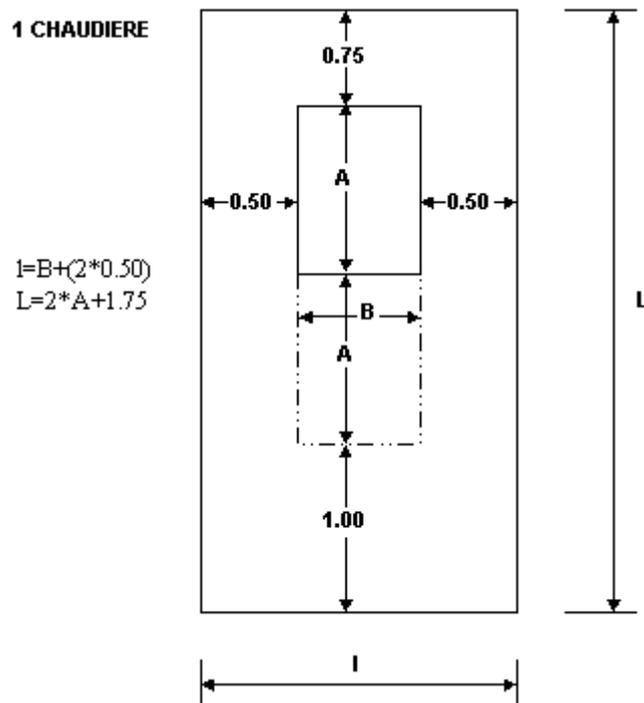
Il est possible d'établir un plan d'aménagement de la chaufferie en tenant compte de :

- Espaces à réserver autour des chaudières et des accessoires.
- Conduits de fumée et de ventilations.
- Aménagements divers (passerelle, trappe pour entrer sortie matériel, etc...).

III-3-1 Espace pour implantation du matériel :

La réglementation préconise un minimum de :

- 0,50m sur les côtés des chaudières.
- 1,50m sur le devant des chaudières (pour que l'ouvrier peut travailler aisément).



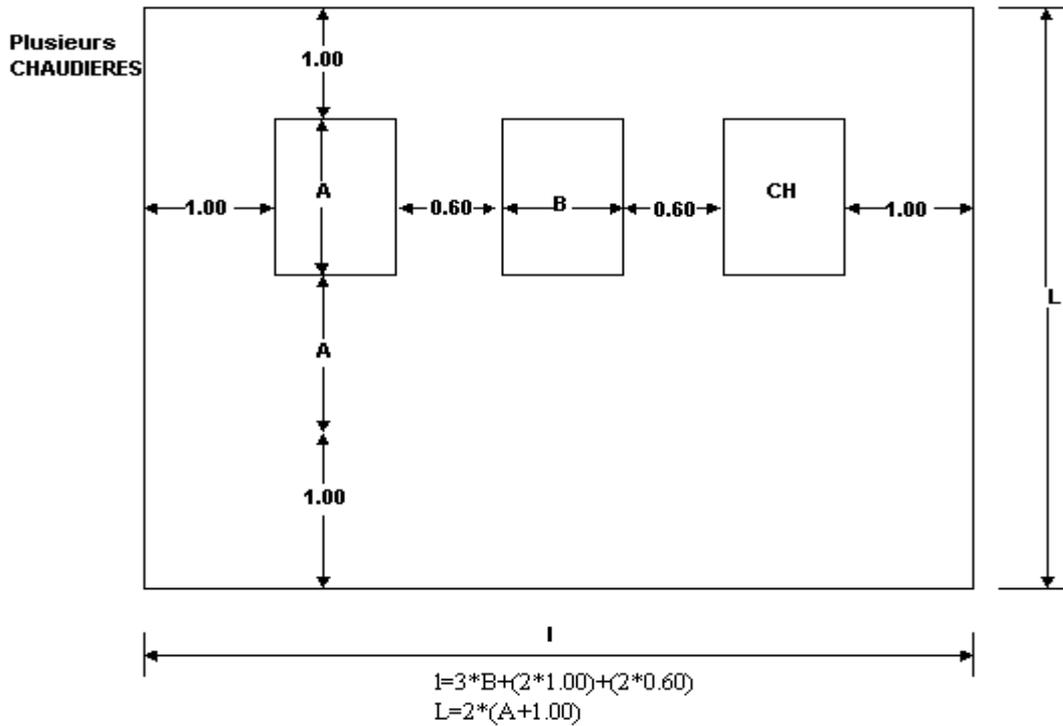


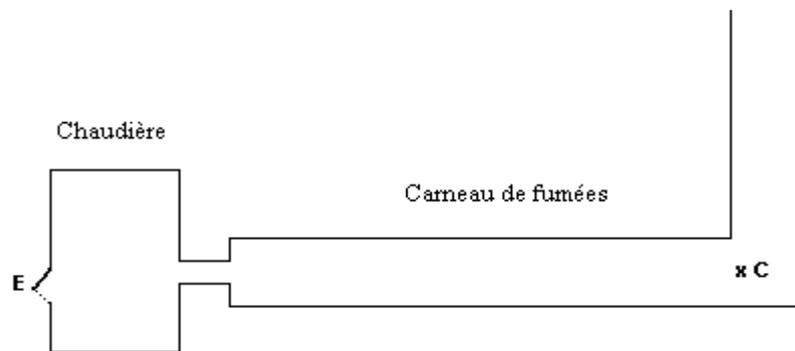
Figure III.6 Schéma d'aménagement de chaudières

Ces espaces sont trop restreints pour permettre un aménagement rationnel. L'aménagement de la chaufferie se fera d'après les bases de la fig.2 (plusieurs chaudières). Et cela pour permettre un ramonage facile du foyer.

III-4 Conduits de fumée :

III-4-1 Tirage des cheminées :

Considérons une chaudière et son carneau. L'air nécessaire à la combustion entre le point E et les fumées qui servent à réchauffer l'eau parcourent le circuit chaudière puis le carneau et arrive en point C. Pour permettre la circulation de l'air et des fumées, il faut attirer l'air d'où le nom de tirage (par ex : Ventilation) qui sera placée en point C et rejettera les fumées à l'extérieur (*appelé tirage mécanique qui sera fonction des caractéristiques du ventilateur, débit et pression*). Ce peut être également une cheminée qui joue le rôle de ventilateur et cela sera appelé *tirage naturel*.



Tirage des cheminées

Figure III.5 Schéma de conduit de fumée

III-4-2 Conduit de fumée pour combustibles liquide ou solide :

La section de la cheminée w est fonction de la puissance et de sa hauteur.

La section minimale sera :

- 250 cm² pour les appareils comportant un réglage d'air (ex : Chaudière).
- 400 cm² pour l'appareil ne comportant pas de réglage d'air (cheminée).

En tirage naturel, il est souvent fait appel à des formules empiriques très simples qui permettent de déterminer rapidement la section en fonction de sa hauteur :

$$w = \frac{n \cdot Q}{\sqrt{H}}$$

w : Section du conduit en [cm²].

Q : puissance de la chaudière [kcal/h].

H : hauteur de la cheminée en [m].

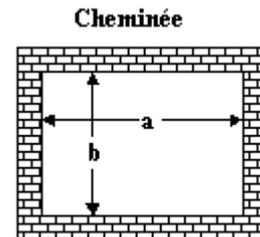
n : coefficient (dépendant du type de combustible utilisé).

- $n = 0.017$ à 0.022 chaufferie en mazoute sans et gaz.
- $n = 0.028$ à 0.032 chaufferie en coke.
- $n = 0.043$ à 0.047 chaufferie en mazoute.
- $n = 0.008$ à 0.014 chaufferie avec surpresseur (mazoute ou gaz).

Remarque :

Le rapport de longueur-largeur ne doit pas dépasser les deux tiers ($\frac{a}{b} \leq \frac{2}{3}$).

Si la section est circulaire, elle doit être réduite de 20%.



Chapitre IV

CH IV Ventilation.

IV-1 Objectif

La ventilation est nécessaire non seulement pour maintenir une température et un degré hygrométrique acceptable, mais également pour limiter la pollution de l'air. Il est possible d'admettre qu'une personne au repos consomme 20 à 25 litres d'oxygène par heure et rejette 20 à 25 litres de gaz carbonique : La consommation d'un litre d'oxygène produit un litre de gaz carbonique. Alors qu'approximativement l'air contient 21% d'oxygène, le minimum de confort est de 13% de teneur minimale à condition que le corps soit au repos, sachant que 2% de gaz carbonique ne présente aucun danger immédiat, mais les accidents mortels surviennent pour une teneur de 20%.

Le renouvellement d'air à admettre est aussi en fonction de l'utilisation du local :

Local	Volume par heure [m ³ /h]
Bureaux	3
Classes	3 à 5
Salle d'eau	7
Garages	5
Cuisines (appartement)	2
Salles de bains	2 à 3
Cinémas	15
Cafés	10 à 20
Cuisines (restaurant)	20 à 30

IV-2 Mode de ventilation

La ventilation peut être assurée par circulation naturelle ou par circulation mécanique.

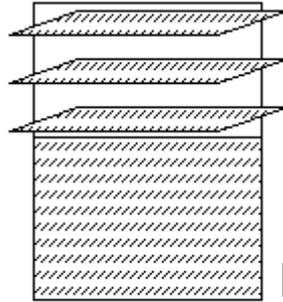
IV-2-1 Ventilation naturelle (libre)

La ventilation peut être réalisée de différentes façons. La solution la plus simple consiste à créer des ouvertures (haute et basse) sur la même face d'un mur de local à ventiler.

L'air chaud intérieur plus léger par unité de volume que l'air extérieur, tend à s'élever en mettant la partie haute de local en pression : l'air sortira par l'ouverture haute et sera remplacé par de l'air froid venant de l'extérieur et entrant pour l'ouverture basse.

Les ventilations constituées d'ouvertures grillagées ne sont en générale pas réglable. Certaines fabrications proposent des dispositifs qui évitent certains inconvénients :

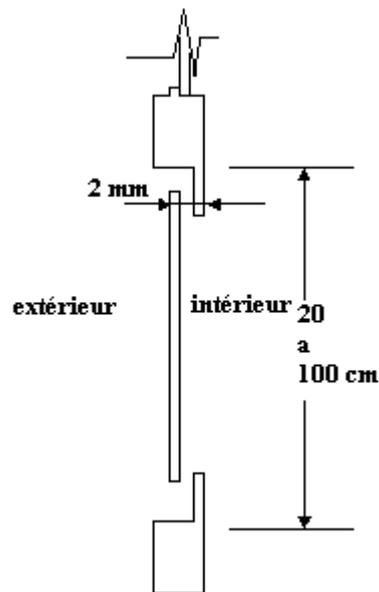
1. L'aérateur GUZZI (ventilation haute) est constitué de sorte de persiennes en verre à lames mobiles qu'on substitue au carreau supérieur de la fenêtre du local à ventiler (réglage de façon grossière).



Ventilation haute

Figure IV.1 Système de ventilation haute

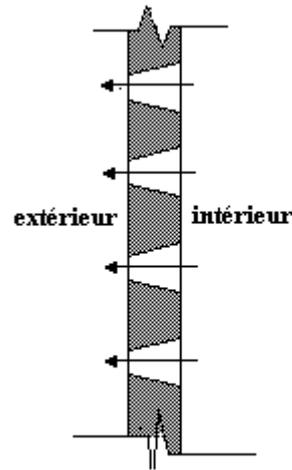
2. L'aérateur bas est formé de deux vitres parallèles de 8 à 10 mm et interrompues de manière à se recouvrir sur 4 à 5 cm. Le petit carreau peut pivoter pour permettre le nettoyage.



Ventilation basse

Figure IV.2 Système de ventilation basse

3. Il est possible d'utiliser également des vitres perforées, avec des trous en forme de cône, la grande base étant à l'intérieur, pour minimiser l'action du vent.



Ventilation avec vitres perforées

Figure IV.3 Système de ventilation avec vitre perforé

Il existe d'autres solutions pour ventiler les locaux de faible volume. On utilise des dispositifs constitués de gaines afin d'augmenter le débit de l'air de ventilation.

L'efficacité de la ventilation par gaine est d'autant plus importante que la gaine est de grande hauteur et que la température intérieure est élevée (condition remplie durant la période de chauffage). Ce dispositif ne dépend pas du vent et diminue quand la température extérieure augmente. Par contre, il trouve un emploi intéressant (peu coûteux) lorsqu'il s'agit de ventilation de cuisine, salles de bains, buanderies, etc...

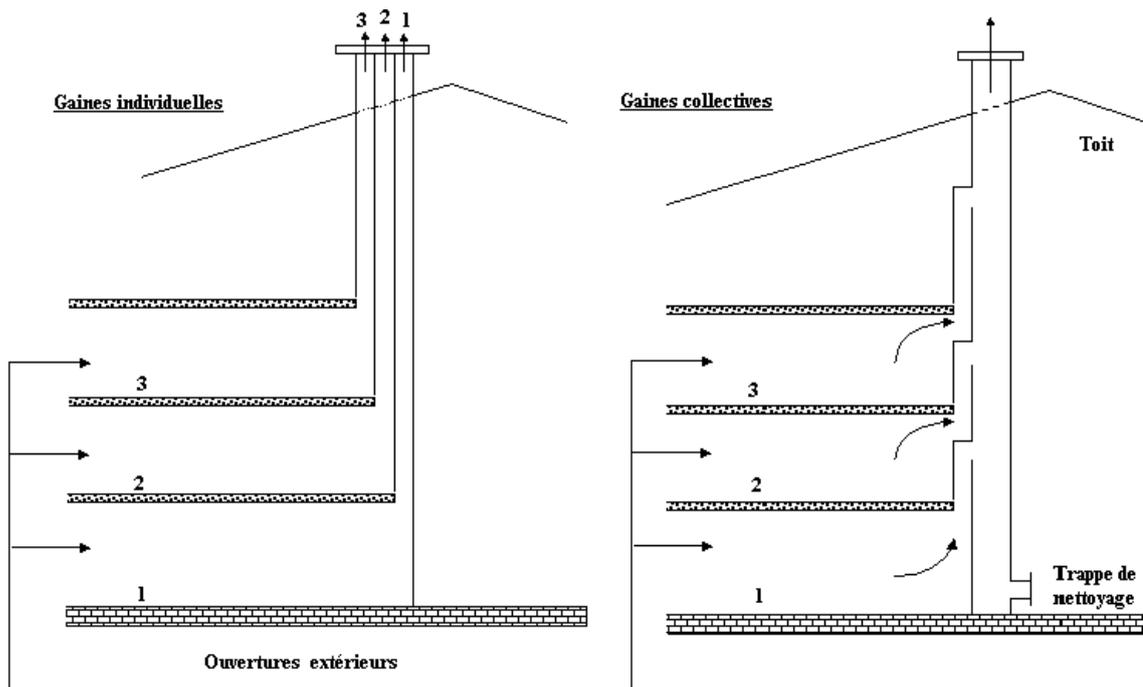


Figure IV.4 Système de ventilation avec gaines

IV-3 Ventilation mécanique (forcée)

Dans les bâtiments de grande hauteur les locaux les plus hauts sont les plus défavorisés. La ventilation naturelle ne peut être utilisée dans tous les cas, notamment :

- Si l'on désire maintenir un faible écart de température entre l'intérieur et l'extérieur.
- Eliminer les vapeurs ou gaz désagréables ou dangereux.
- Maintenir un local en dépression (ou en surpression) tout en assurant sa ventilation.

La ventilation s'appliquera à trois types d'installation :

1. Locaux de pression.
2. Locaux de dépression.
3. Local soumis à la pression atmosphérique.

IV-3-1 Locaux en pression

Le local à ventiler est entouré de locaux sensiblement à la pression atmosphérique, c'est le cas :

- Des laboratoires de recherche ou de physique nucléaire, afin d'éviter les entrées d'air contaminé (ex : Radioactif).
- Des salles d'opérations chirurgicales.
- Des magasins de vente et ateliers.

IV-3-2 Locaux en dépression

Le but est de rechercher à maintenir un local en dépression afin que les émanations, les odeurs, etc... ne se répandent pas dans les locaux environnants, c'est le cas :

- Des ateliers d'imprimerie, d'industries diverses.
- Des cuisines de collectivités ou de restaurant. etc...

Dans ce cas (et dans des réalisations similaires) une hotte d'aspiration est installée au-dessus de ces appareils. Du point de vue constructif la hotte doit être réalisée de manière suivante :

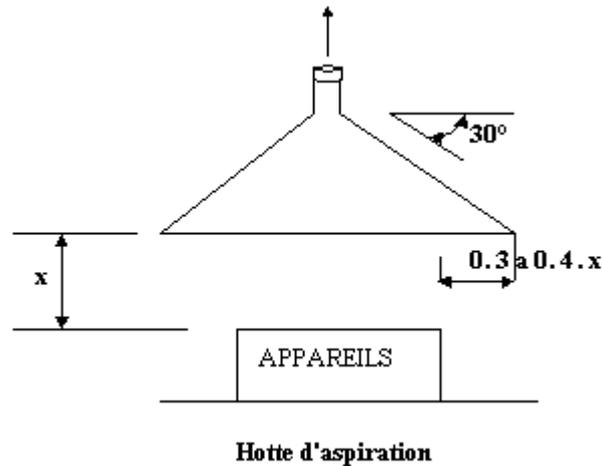


Figure IV.5 Système de hotte de ventilation

IV-3-3 Local soumis à la pression atmosphérique

Dans ce cas la ventilation peut servir uniquement de protection contre les conditions extérieures, l'air intérieur étant traité séparément (conditionné par exemple). Ce procédé est très efficace mais constitue malheureusement une solution onéreuse. Ce système est surtout valable pour les constructions préfabriquées. En plus, il doit prévoir une ventilation ou une climatisation intérieure des locaux.

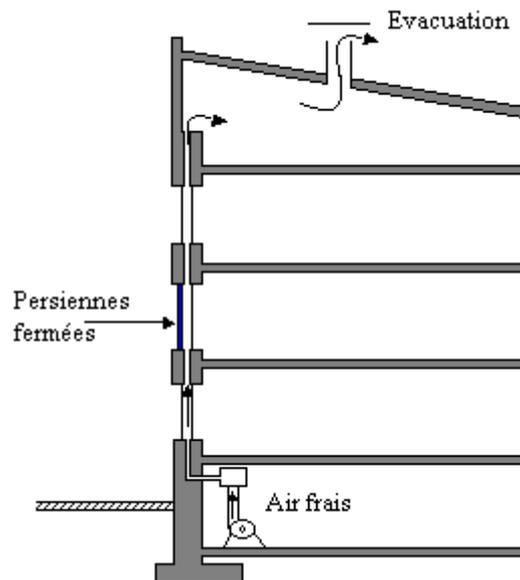


Figure IV.6 Système ventilation d'un local soumis à la pression atmosphérique

IV-4 Ventilation mécanique contrôlée VMC

La **VMC** est l'abréviation de **ventilation mécanique contrôlée**. C'est un ensemble de dispositifs mécaniques qui doivent assurer le renouvellement de l'air à l'intérieur des pièces humides comme :

- les toilettes
- la salle de bains
- cuisine

C'est un dispositif intégré au bâtiment fonctionnant avec une centrale de ventilation forçant l'extraction de l'air pour le renouveler et assurer ainsi la qualité de l'air intérieur. La VMC existe en simple flux, double flux ou hygroréglable.

La VMC simple flux extrait l'air des locaux et également les calories qu'il contient. C'est un système qui permet de renouveler l'air intérieur en 3 étapes.

1. De l'air neuf, provenant de l'extérieur, est capté par des entrées d'air situées sur les façades ou des fenêtres.
2. Cet air traverse toutes les pièces d'habitation et assainit l'air ambiant.
3. L'air vicié (chargé d'humidité et de diverses pollutions) est ensuite évacué, par l'action d'un ventilateur, vers des bouches d'extraction reliées à l'extérieur.

Cet inconvénient est minimisé par la VMC double flux qui récupère une partie des calories de l'air extrait pour réchauffer l'air insufflé dans le local traité. La VMC double flux est un facteur de performance énergétique qui participe activement au respect de la réglementation thermique et récupère la chaleur de l'air vicié pour la transmettre à l'air provenant de l'extérieur. Plus coûteux qu'une VMC simple flux, ce système permet de réaliser des économies d'énergie importantes si le logement est bien isolé.

La VMC hygroréglable permet de contrôler la teneur en humidité de l'air entrant et sortant, des testeurs d'humidité sont placés à l'entrée des prises d'air neuf ainsi que sur les bouches d'extraction. Ce système "intelligent" permet ainsi de limiter les déperditions de chauffage par un système à débit variable en fonction de la situation d'utilisation.

Chapitre V

CH V Climatisation.

V-1 Objectif

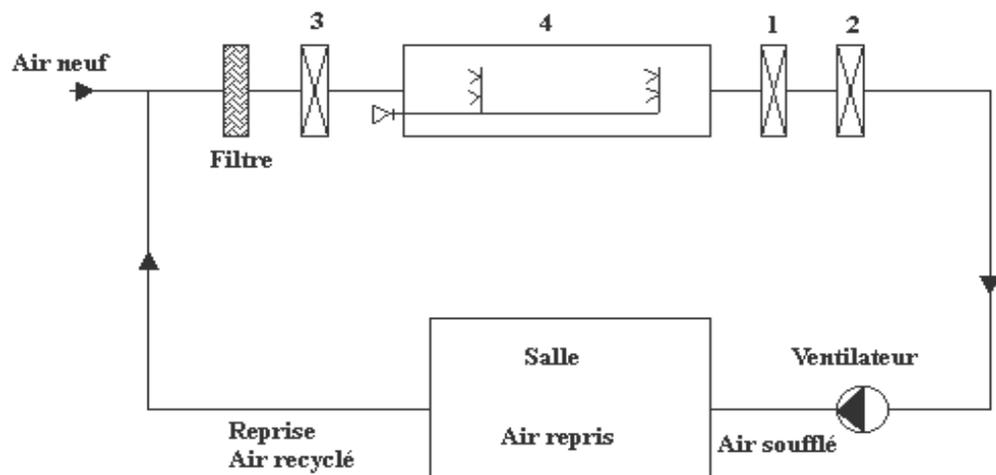
Les installations de conditionnement d'air ont pour but d'assurer des conditions thermiques et hygrométriques déterminées. Ces installations maintiendront une température avoisinant les $\pm 1^\circ\text{C}$ et $\pm 5\%$ d'humidité relative. Ces dernières traitant les propriétés physiques de l'air d'une manière appropriée afin de maintenir dans les locaux les conditions souhaitées et confortables.

V-2 Types de conditionnement

V-2-1 Conditionnement intégral

En général le terme de climatisation est réservé aux installations qui assurent en été, comme en hiver, une certaine température intérieure (20°C en hiver et 24°C en été, en assurant parallèlement une valeur constante du degré hygrométrique). Pour ce faire, il est possible de dire que les installations de conditionnement d'air intégrales assurent non seulement la température, mais aussi un degré hygrométrique.

La Figure V.1 représente le schéma de principe d'une installation centrale de conditionnement d'air.



1. Batterie de chauffe (secondaire).
2. Batterie froide.
3. Batterie de chauffe (primaire).
4. Chambre d'humidification.

Figure V.1 Schéma d'installation d'une centrale de conditionnement d'air C.C.A

- L'air neuf : L'air de provenance de l'extérieur (destiné à être traité ou non).
- L'air soufflé : L'air traité (ou non) destiné au local.
- L'air repris : L'air qui ressort du local après l'avoir traversé (en perdant toutes ces qualités).

- L'air recyclé : Une partie de l'air repris est réutilisé pour être de nouveau traité.

Il est possible de constater sur les figures ci-dessous les évolutions de l'air dans un diagramme d'air humide.

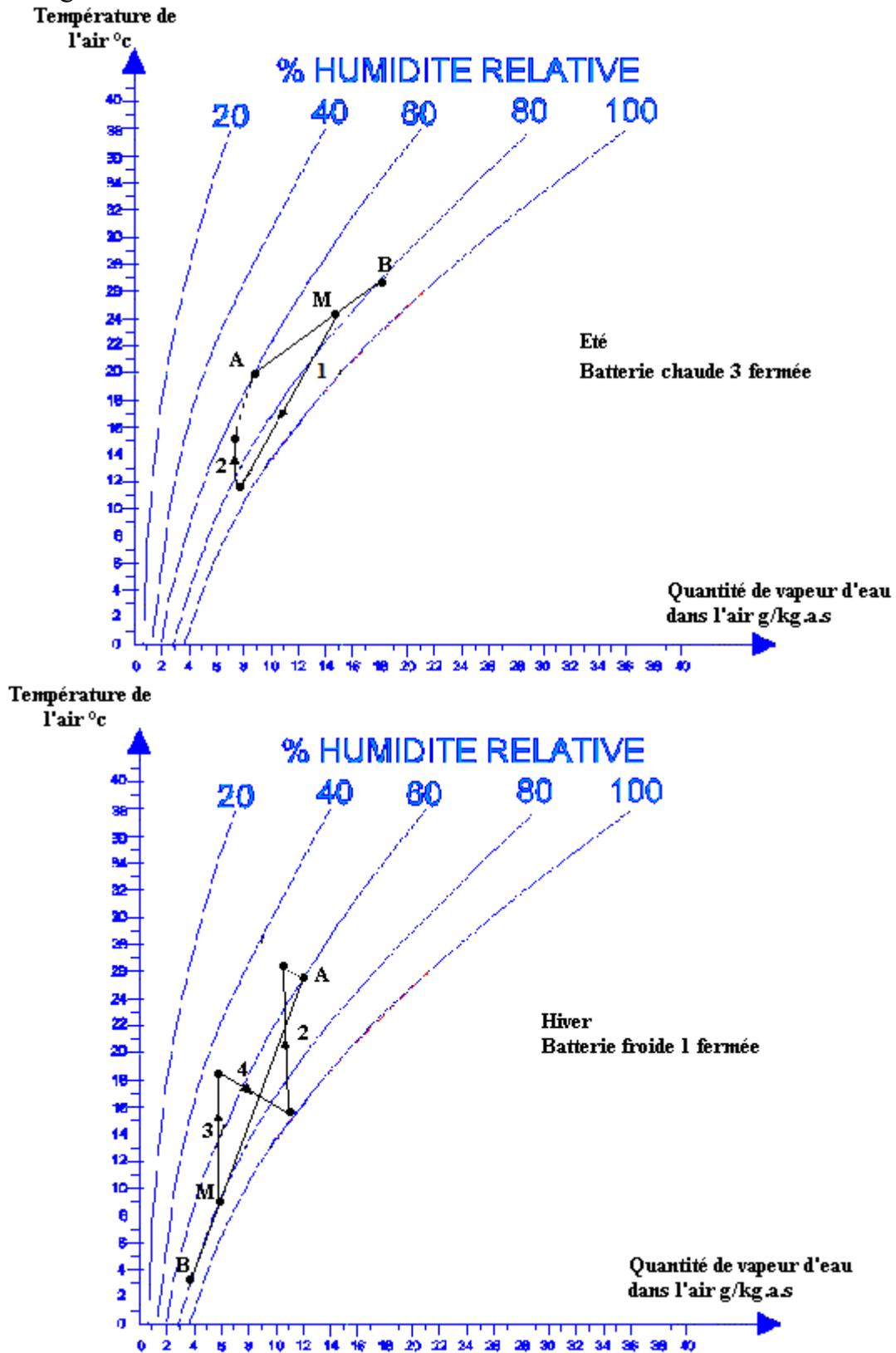


Figure V.2 Evolutions de l'air dans un diagramme d'air humide (été, hiver).

Avec :

1. **A** représente le point de l'air intérieur,
2. **B** représente le point de l'air extérieur,
3. **M** le point résultant du mélange entre **A** et **B**,

L'évolution **1** indique un refroidissement.

Les évolutions **2, 3** indiquent un réchauffage.

L'évolution **4** indique une humidification avec refroidissement.

Le réchauffage sera obtenu par les batteries alimentées en eau à partir du réseau de chauffage (à partir d'un réseau à température constante de 90°C) et une régulation appropriée.

La batterie froide sera alimentée par une centrale de réfrigération qui produit en générale de l'eau à une température de 4°C à 10°C. La centrale est constituée d'une machine frigorifique (à absorption ou à compression) composée du compresseur, de l'évaporateur, du condenseur, de l'appareillage de contrôle et de commande et des pompes du circuit d'eau glacée. Cette centrale servira à alimenter également la chambre de lavage ou d'humidification (réglage de la température par mélange).

Pour obtenir le refroidissement nécessaire, qui fonctionne en circuit fermé (en ville il est interdit d'alimenter de telles installations avec le réseau AEP), l'eau chaude sortant du condenseur est envoyée dans une tour de refroidissement (située également sur la terrasse du bâtiment) qui par évaporation ramène l'eau à la température voulue, cette évaporation consomme environ 5 à 10% du débit traité.

Détermination du point résultant M du mélange

Le point **M** représente le mélange d'air obtenu de l'air recyclé et l'air neuf à l'intérieur de la centrale.

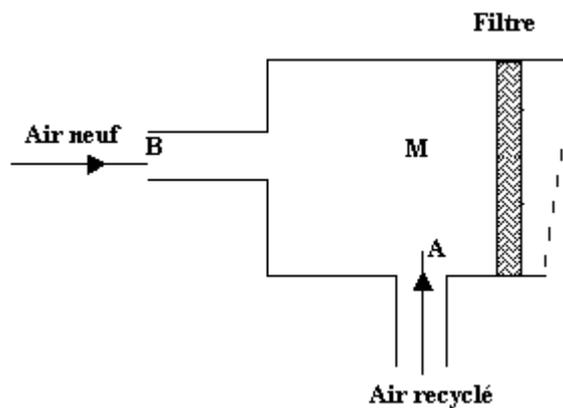


Figure V.3 Mélange d'air neuf recyclé dans la centrale de climatisation

Du point de vue représentatif, **M** se trouve sur le segment de la droite (voir la figure V.2) et pourra être positionné en utilisant la relation suivante :

$$\frac{MA}{AB} = \frac{Q_B}{Q_A + Q_B} \quad . \text{ Ou bien, } \frac{MB}{AB} = \frac{Q_A}{Q_A + Q_B}$$

Sachant que :

MA, MB, AB distances mesurées à partir des points **A**, **B** et **M** représentés sur le diagramme de l'air.

Q_A : débit de l'air A.

Q_B : débit de l'air B.

Remarque :

Dans le cas où le pourcentage de l'air recyclé est faible, le point représentatif M du mélange est voisin de la ligne de saturation (H=100%). Donc, on est dans la zone de brouillard et il est impensable d'injecter du brouillard dans une salle à climatiser

V-2-2 Conditionnement individuel

Il existe des appareils monoblocs de climatisation individuels installés dans le local traité, ou dans son voisinage immédiat. Ces appareils sont plus ou moins volumineux, suivant leur puissance frigorifique. Ils comportent les mêmes appareils que l'installation centrale : compresseur, batterie chaude, batterie froide, etc...

De tels appareils permettent de traiter des débits d'air de 500 à 4000 m³/h, c'est à dire convenant pour des locaux de dimensions moyennes (bureaux, magasins, etc...).

Lors de l'élaboration de bâtiment il convient de :

1. De réduire la surface des vitres au minimum nécessaire pour assurer l'éclairage normal. Les vitres doivent être protégées du rayonnement solaire par une protection extérieur, de couleur claire. Il est possible utilement de réduire encore l'apport solaire en utilisant des doubles fenêtres ou des fenêtres à double-vitrage.
2. De prévoir une isolation thermique des murs situés vers le sud (ils seront de couleur claire avec ou sans isolant).



Exercices
avec solutions

Exo 1 :

Soit un air dont la température est $t_i=25.4^\circ\text{C}$ et dont la teneur en vapeur d'eau $d=10\text{g/kg.a.s.}$

1. Calculer la tension de vapeur d'eau sachant que la pression atmosphérique est de 756mmHg (P_{at}).
2. Calculer l'humidité absolue f de cet air.
3. Calculer l'humidité relative H de cet air.

SOLUTION :

$$e=11,96 \text{ mmHg}$$

$$f= 11,96 \text{ g/m}^3$$

$$H=49,13\%$$

Exo2 :

Soit un air dans un local dont la température $t_i=31.6^\circ\text{C}$ et dont l'humidité relative est de 55% , calculer :

1. la tension de vapeur.
2. l'humidité absolue.
3. teneur en eau. $P_{at}=755\text{mmHg}$.

SOLUTION :

$$e=19,18 \text{ mmHg}$$

$$f= 18,19 \text{ g/m}^3$$

$$d=16,21\%$$

Exo 3 :

Ayant les températures surfaciques :

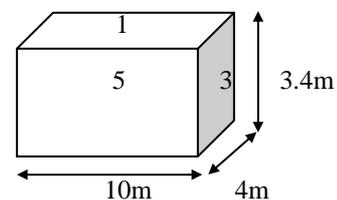
$$\tau_2 = 24^\circ\text{C}$$

$$\tau_3 = 30^\circ\text{C}$$

$$\tau_4 = 26^\circ\text{C}$$

$$\tau_5 = 33^\circ\text{C}$$

$$\tau_6 = 25^\circ\text{C}$$



1. calculer la valeur approximative T_{ray} de la température de rayonnement sachant que $\tau_1=35^\circ\text{C}$.
2. quelle est la valeur de τ_1 pour que T_{ray} ne dépasse pas 27°C .

SOLUTION :

$$1. T_{ray} = 29,07^\circ\text{C}$$

$$2. \tau_1 \leq 25,92^\circ\text{C}$$

Exo 4 :

Soit un air dans un local dont la température est de 21.3°C et que la pression atmosphérique est de 755mmHg.

1. monter que **d** peut s'écrire de la manière suivante :

$$d = \frac{f}{A.(P_{at} - B.f)} \quad A, B \text{ constantes}$$

2. calculer **d** sachant que l'humidité relative de cet air est de 65%.

SOLUTION :

$$A=1,57 \cdot 10^{-3} \quad B=1,02$$

$$d=10,38 \text{ g/m}^3$$

Exo 5 :

Soit un air dont la tension de vapeur est de 25mmHg et dont l'humidité relative est de 60%, calculer :

1. la tension de vapeur maxi.
2. la température correspondante.
3. l'humidité absolue.
4. l'humidité maxi.
5. la teneur en vapeur d'eau.
6. la teneur en vapeur maxi.
7. l'enthalpie.

SOLUTION :

$$E=41,67 \text{ mmHg}$$

$$T=34,78^\circ\text{C}$$

$$f= 23,46 \text{ g/m}^3$$

$$F=39,10 \text{ g/m}^3$$

$$d=22 \text{ g/kg.a.s}$$

$$D= 36,67 \text{ g/kg.a.s}$$

$$I=21,87 \text{ kcal/kg.a.s}$$

Exo 6 :

Soit un air dont la température sèche est de 30°C et dont la température humide est de 25.5°C, déterminer :

1. l'humidité relative.
2. la teneur en vapeur d'eau.
3. la tension de vapeur.
4. la teneur en chaleur.
5. point de rosée.

SOLUTION : En utilisant le diagramme de l'air :

$$I=19 \text{ kcal/kg.a.s}$$

$$d=18 \text{ g/kg.a.s}$$

$$e=22 \text{ mmHg}$$

$$T_r=23^\circ\text{C}$$

Exo 7 :

Reprendre les exercices 1,2,4.

Déterminer la teneur en chaleur en utilisant le diagramme de l'air.

Exo 8 :

Soit une salle de classe dont les dimensions intérieures sont indiquées ci-dessous, les facteurs microclimatiques dans la salle sont les suivantes :

$$\tau_1 = 35^\circ\text{C},$$

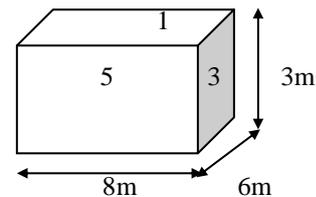
$$\tau_2 = 26^\circ\text{C},$$

$$\tau_3 = 30^\circ\text{C}$$

$$\tau_4 = 28^\circ\text{C},$$

$$\tau_5 = 33^\circ\text{C},$$

$$\tau_6 = 25^\circ\text{C}.$$



$$t_i=25^\circ\text{C}, e=13.5\text{mmHg}.$$

Nb : les ouvertures ne sont pas prises en compte.

- calculer l'indice de stress thermique pour les occupants qui sont des étudiants assis dans la class pour écouter et noter les cours ($M=120\text{kcal/h}$) et portant des vêtements léger. Sachant que $v=0.1\text{m/s}$.
- même question. avec $v=1\text{m/s}$.
- conclusion !!!

SOLUTION :

$$1. T_{\text{ray}} = 29,8^\circ\text{C}$$

$$k=16,31 \text{ sensations de chaleur}$$

$$2. k=0,46 \text{ agréable}$$

Exo 9 :

Soit une salle de classe dont les dimensions intérieures sont indiquées ci-dessous, les facteurs microclimatiques dans la salle sont les suivantes :

$$\tau_1 = 30^\circ\text{C},$$

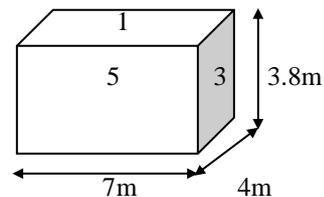
$$\tau_2 = 21^\circ\text{C},$$

$$\tau_3 = 28^\circ\text{C},$$

$$\tau_4 = 23^\circ\text{C},$$

$$\tau_5 = 32^\circ\text{C},$$

$$\tau_6 = 27^\circ\text{C}. v=0.25\text{m/s}.$$



Nb : les ouvertures ne sont pas prises en compte.

Et sachant que l'air intérieur a une teneur en vapeur d'eau égale à 12g/kg.a.s, une humidité relative de 65%.

Calculer l'indice de stress thermique pour les occupants qui sont des travailleurs ($M=170\text{kcal/h}$) portant des vêtements moyens.

SOLUTION :

1. $T_{\text{ray}} = 27,02^\circ\text{C}$
2. $k=8$ sensations agréable

Exo 10:

Soit un mur en béton de 15cm d'épaisseur, la température interne est de 20°C et externe de 5.5°C .

Calculer le flux de chaleur qui traverse ce mur.

SOLUTION :

$$\varphi=48,34 \text{ kcal/h.m}^2$$

Exo 11:

Soit un mur (une simple couche de matériau) homogène verticale de faible épaisseur, avec un écoulement de chaleur unidimensionnel.

1. Déterminer l'équation de la répartition de température (en fonction du flux de chaleur dans le mur).
2. Déterminer la température aux faces de la paroi.
3. Déterminer la résistance thermique du mur.

SOLUTION :

$$T(x) = \frac{-1}{\lambda} \cdot \varphi \cdot x + \tau_i$$

$$\tau_i = -\varphi \cdot R_i + T_i \text{ et } \tau_e = \varphi \cdot R_e + T_e$$

Exo 12:

Soit un mur en béton armé, dont l'épaisseur est de 20cm et sa conductivité thermique est de $1.5 \text{ kcal/h.m.}^\circ\text{C}$, séparent deux milieux: $T_{\text{ext}}=34^\circ\text{C}$, $T_{\text{int}}=10^\circ\text{C}$

Calculer :

1. La température interne de ce mur τ_i .
2. La température externe de ce mur τ_e .

SOLUTION :

$$\varphi=72,72 \text{ kcal/h.m}^2$$

$$\tau_i= 19,45^\circ\text{C} \quad \tau_e= 28,90^\circ\text{C}$$

Exo 13 :

Calculer le flux de chaleur traversant une surface vitrée de 1m^2 dans le cas unidimensionnel.

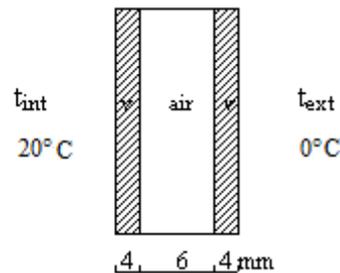
Remarque: la convection dans la lame d'air est négligée. On considère uniquement la condensation

Calculer la température aux différentes faces.

Nb : on considère cette surface est placée au côté extérieure.

$$\lambda_{\text{verre}} = 1.2 \text{ kcal/h.m}^\circ\text{C}$$

$$\lambda_{\text{air}} = 0.024 \text{ kcal/h.m}^\circ\text{C}$$

**SOLUTION:**

$$\varphi = 43,79 \text{ kcal/h.m}^2$$

$$\tau_1 = 14,3^\circ\text{C} \quad \tau_2 = 14,15^\circ\text{C} \quad \tau_3 = 3,2^\circ\text{C} \quad \tau_4 = 3,06^\circ\text{C}$$

Exo 14 :

Soit un mur extérieur composé de l'extérieur vers l'intérieur :

1. Mortier de ciment $e = 1.5\text{cm}$; $\lambda_1 = 1.2 \text{ kcal/h.m}^\circ\text{C}$
2. Béton $e = 15\text{cm}$; $\lambda_2 = 1.75 \text{ kcal/h.m}^\circ\text{C}$
3. Mortier de ciment $e = 1.5\text{cm}$; $\lambda_1 = 1.2 \text{ kcal/h.m}^\circ\text{C}$
4. Enduit de plâtre $e = 1.5\text{cm}$; $\lambda_3 = 0.35 \text{ kcal/h.m}^\circ\text{C}$

Sachant que : $T_{\text{ext}} = 05^\circ\text{C}$, $T_{\text{int}} = 21^\circ\text{C}$

1. Calculer le flux de chaleur traversant le mur.
2. Calculer les températures superficielles.
3. Si $T_{\text{h}} = 18^\circ\text{C}$, y aurait-il une condensation de vapeur d'eau au niveau de la surface interne de ce mur.
4. Si oui, quelle solution préconisez-vous pour éviter la condensation superficielle.

SOLUTION:

$$1. \quad \varphi = 45,32 \text{ kcal/h.m}^2$$

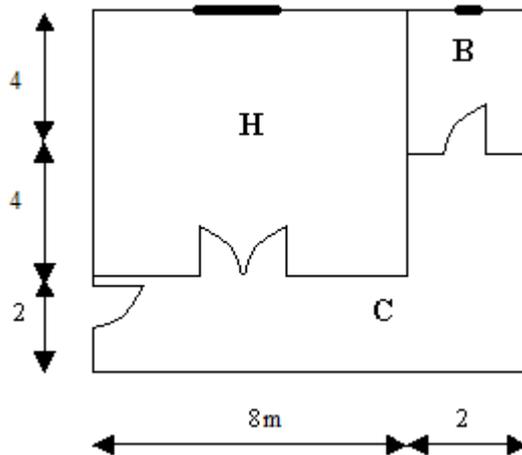
$$2. \quad \tau_1 = 15,11^\circ\text{C} \quad \tau_2 = 14,54^\circ\text{C} \quad \tau_3 = 14,15^\circ\text{C} \quad \tau_4 = 13,58^\circ\text{C} \quad \tau_5 = 8,17^\circ\text{C}$$

$$3. \quad \tau_1 = 15,11^\circ\text{C} < T_{\text{r}} = 16^\circ\text{C} \text{ il y a une condensation au niveau de la face interne du mur.}$$

$$4. \quad \text{Prévoir un isolant ex polystyrène}$$

Exo 15 :

Une installation de chauffage doit assurer un régime microclimatique thermiquement confortable dans 20 logements indépendants et identiques, les caractéristiques de chacun d'entre eux sont identique comme suit :



Hauteur du plafond = 2.8m

$t_{\text{ext}} = 6^{\circ}\text{C}$

Flux de chaleur à travers le plancher (sol) égale à $5 \text{ kcal/m}^2\cdot\text{h}$

n^{bre} d'occupants = 5 personnes.

H : salle d'habitation. $T_{\text{int}} = 19^{\circ}\text{C}$

B : salle de bain. $T_{\text{int}} = 21^{\circ}\text{C}$

C : espace commun (couloir). $T_{\text{int}} = 15^{\circ}\text{C}$

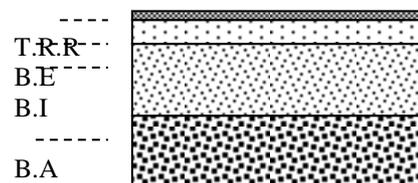
Caractéristiques de la toiture :

Tôle ruberoïde : $e = 5\text{mm}$; $\lambda = 0.18 \text{ kcal/h.m.}^{\circ}\text{C}$

Béton d'étanchéité : $e = 6\text{cm}$; $\lambda = 1.5 \text{ kcal/h.m.}^{\circ}\text{C}$

Béton isolant : $e = 15\text{cm}$; $\lambda = 0.3 \text{ kcal/h.m.}^{\circ}\text{C}$

Béton armé : $e = 10\text{cm}$; $\lambda = 1.5 \text{ kcal/h.m.}^{\circ}\text{C}$

Mur extérieurs :

Briques creux +enduit en ciment des deux côtés.

$R_p = 0.4 \text{ m}^2\cdot\text{h.}^{\circ}\text{C/kcal}$.

Murs intérieurs :

Briques pleins +enduit en ciment des deux côtés.

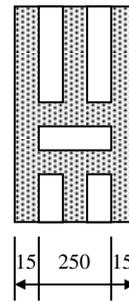
$R_p = 0.1 \text{ m}^2\cdot\text{h.}^{\circ}\text{C/kcal}$.

Vasistas $1,2 * 0,45 \text{ m}^2$

Porte $0,9 * 2,1 \text{ m}^2$

Fenêtre $1,2 * 1,2 \text{ m}^2$

$\rho_{\text{air}} = 1.2 \text{ kg/m}^3$; $Q_v = 20\text{m}^3$.



Murs. ext



Murs int

Bois $\lambda = 0.2 \text{ kcal/h.m.}^{\circ}\text{C}$

Verre $\lambda = 1 \text{ kcal/h.m.}^{\circ}\text{C}$

Calculer:

1. La déperdition thermique totale de chaque logement.
2. La déperdition thermique totale de 20 logements.
3. La puissance calorifique de la chaudière sachant que les pertes de chaleur (déperditions) le long des tuyauteries est égale à 20%.

NB : la marche de l'installation est continue.

Exo 16 :

Soit dans une salle de classe, une température intérieure de 21°C et la température extérieure est de 04°C et les températures dans les salles voisines sont indiquées dans la figure ci-dessous.

La paroi A est constituée d'un vitrage simple avec une épaisseur de 4mm et de conductivité thermique de $1 \text{ kcal/m.h.}^{\circ}\text{C}$.

Les parois B, C et D sont identiques et constituées de 03 couches :

- Une couche de béton armé d'épaisseur 6cm et de conductivité thermique $1.5 \text{ kcal/h.m.}^{\circ}\text{C}$
- Deux couches d'enduit des deux côtés d'épaisseur 1.5cm et de conductivité thermique $1 \text{ kcal/h.m.}^{\circ}\text{C}$.

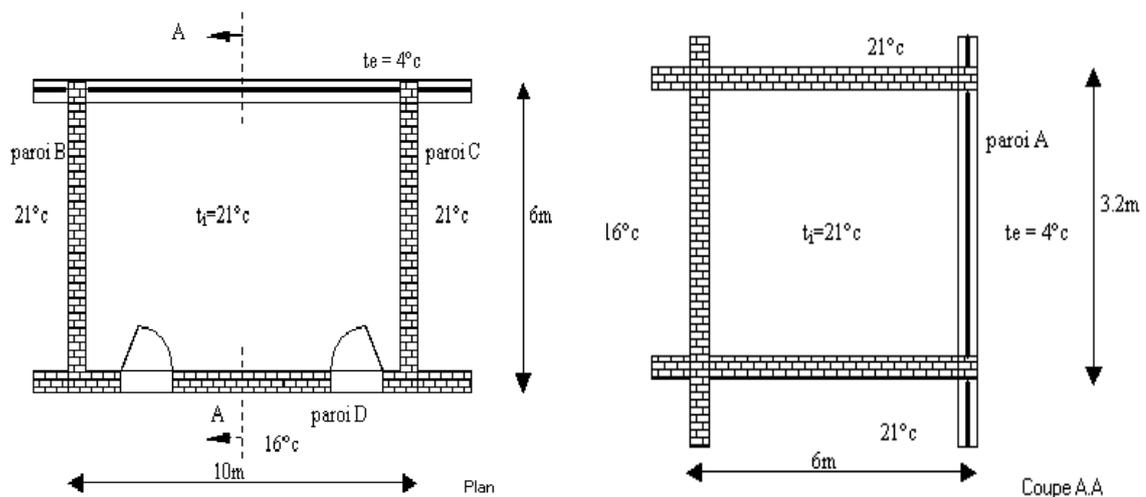
Les planchers du haut et du bas sont identiques.

Le débit d'air renouveler est de $22\text{m}^3/\text{h.personnes}$.

1. Calculer la déperdition thermique par transmission à travers toutes les parois de cette salle sachant que pour les parois B, C et D : $R_i=R_e=0.13 \text{ m}^2.\text{h.}^{\circ}\text{C/kcal}$.

Paroi A: $R_i= 0.13 \text{ m}^2.\text{h.}^{\circ}\text{C/kcal}$; $R_e=0.07 \text{ m}^2.\text{h.}^{\circ}\text{C/kcal}$.

2. Quel est le nombre de radiateurs qui doivent être disposer dans cette salle sachant que le nombre d'écopiers et d'enseignants est de 46 personnes et la puissance calorifique émise par chaque radiateur est de 1737 kcal/h .
3. Si la température humide de l'air intérieur est de 15.5°C qu'est-ce qui se produit sur la surface interne de la paroi A et pourquoi ?.

**SOLUTION:**

$D_0 = 8113 \text{ kcal/h}$ avec 05 radiateurs

$\tau_1 = 10,02^{\circ}\text{C} < T_r = 12^{\circ}\text{C}$ il y a une condensation au niveau de la face interne de la paroi A.

Exo 17:

Dans une chambre un mélange de deux masses d'air est effectué:

Air ext : $Q_E = 5000 \text{ m}^3/\text{h}$. $T_e = 36^\circ\text{C}$, $H_E = 50\%$.

Air int : $Q_I = 1000 \text{ m}^3/\text{h}$. $T_i = 24^\circ\text{C}$, $H_I = 60\%$.

Quelles sont les paramètres de l'air mesuré ?

t_M , t_{mM} , d_M , H_M , I_M , e_M , M représente le point du mélange d'air.

SOLUTION:

$$t_M = 34^\circ\text{C}$$

$$t_{mM} = 25,5^\circ\text{C}$$

$$d_M = 18 \text{ g/kg}$$

$$H_M = 52\%$$

$$I_M = 19 \text{ kcal/kg.a.s}$$

$$e_M = 21 \text{ mmHg}$$

Exo 18 :

Dans une chambre un mélange de deux masses d'air est effectué:

Air ext : $Q_E = 8000 \text{ m}^3/\text{h}$. $T_e = 36^\circ\text{C}$, $H_E = 50\%$.

Air int : $Q_I = 2000 \text{ m}^3/\text{h}$. $T_i = 24^\circ\text{C}$, $H_I = 70\%$.

Quelles sont les paramètres de l'air mesuré ?

t_M , t_{mM} , d_M , H_M , I_M , e_M .

SOLUTION:

$$t_M = 33,5^\circ\text{C}$$

$$t_{mM} = 25,5^\circ\text{C}$$

$$d_M = 18 \text{ g/kg}$$

$$H_M = 54\%$$

$$I_M = 19 \text{ kcal/kg.a.s}$$

$$e_M = 21 \text{ mmHg}$$

Exo 19:

Dans une chambre de mesure d'un appareil de climatisation, on mesure par heure :

$$Q_2 = 10000 \text{ m}^3/\text{h}. T_2 = 20^\circ\text{C}, H_2 = 70\%.$$

Avec un air dont : $T_1 = 5^\circ\text{C}$, $H_1 = 90\%$.

La mesure de la température du mélange est de 17°C .

Calculer la quantité d'air mesuré ?

SOLUTION:

$$Q_1 = 250 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Exo 20 :

Dans une chambre de mesure d'un appareil de climatisation, on mesure par heure :

$$T_e = 32^\circ\text{C}, H_e = 55\%.$$

Avec l'air dont : $T_i = 12.5^\circ\text{C}$, $H_i = 80\%$.

La quantité de chaleur du mélange d'air est de 13kcal/kg.a.s.

Calculer la quantité d'air extérieur si $Q_i = 1000\text{m}^3/\text{h}$?

SOLUTION:

$$Q_2 = 1000 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Exo 21 :

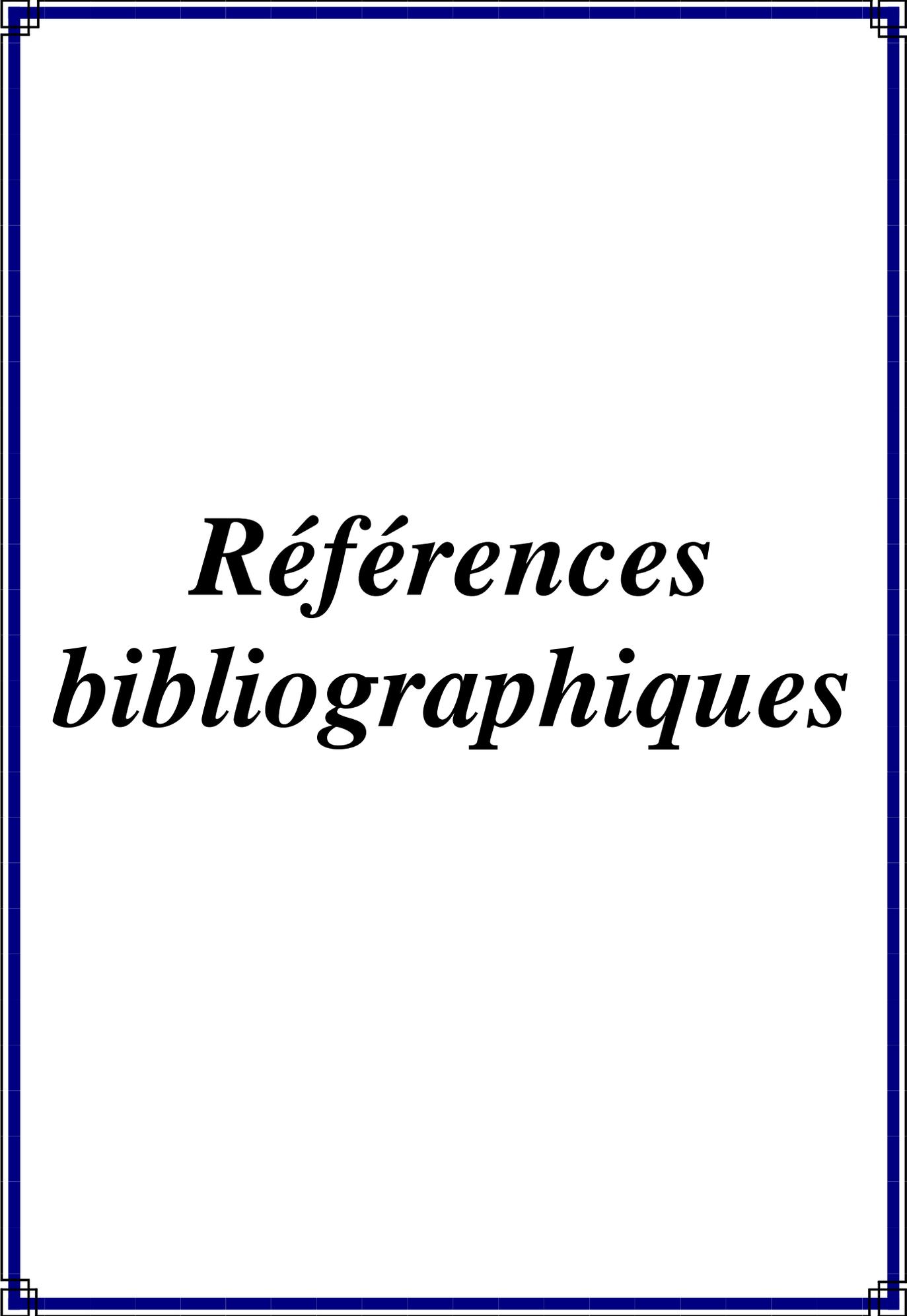
Dans une salle de cours contenant 150 personnes avec $Q_v = 25\text{m}^3/\text{personnes.h}$ à une température de 20°C et 70% d'humidité par heure, l'air extérieur supposé à 2°C et de 85% d'humidité.

Combien d'eau et de chaleur doit-on fournir à l'heure ?

SOLUTION:

$$d = 27000 \text{ g/h}$$

$$I = 36000 \text{ kcal/h}$$



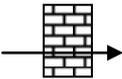
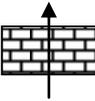
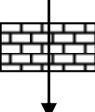
*Références
bibliographiques*

1. D.T.R. Document Technique Réglementaire (C 3-2) Réglementation thermique des bâtiments d'habitation Règles de calcul des déperditions calorifiques. Fascicule 1 Centre National d'Etudes et de Recherches Intégrées du Bâtiment 1997.
2. DTR document technique réglementaire C 3.31 VENTILATION NATURELLE. Locaux à usage d'habitation. Centre National d'Etudes et de Recherches Intégrées du Bâtiment 2006
3. DTR document technique réglementaire C 3.4 Règles de calcul des apports calorifiques des bâtiments CLIMATISATION Fascicule2. Centre National d'Etudes et de Recherches Intégrées du Bâtiment 1998
4. INTRODUCTION AUX TRANSFERTS THERMIQUES Cours et exercices corrigés de Jean-Luc Battaglia, Andrzej Kusiak et Jean-Rodolphe Puiggali. Dunod, Paris, 2010. ISBN 978-2-10-054828-6
5. ISBN 978-2-10-074481-7
6. La thermique du bâtiment - 2e éd. - en 37 fiches-outils en 37 fiches-outils (Cahiers Techniques) Dunod, Paris, 2013, 2015. ISBN 978-2-10-074151-9
7. La thermique du bâtiment du confort thermique au choix des équipements de chauffage et de climatisation de Benjeddou, Omrane Jedidi, Malek. Dunod, 2016
8. La thermique du bâtiment en 36 fiches-outils de Penu, Gina. Dunod, Paris, 2013. ISBN 978-2-10-059349-1
9. Mécanique des structures. Tome 3. Thermique des structures, dynamique des structures de Serge Laroze. 2011
10. Mécanique des structures. Tome 6. Thermique des structures, dynamique des structures. Exercices by Serge Laroze. 2010
11. Notions de transfert thermique par convection de Jacques HUETZ, Jean-Pierre PETIT. Techniques de l'ingénieur.

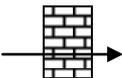
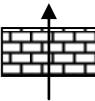
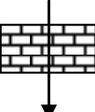
Annexes

t [°C]	E [mm.Hg]	t [°C]	E [mm.Hg]	t [°C]	E [mm.Hg]
0	4.58	16	13.63	32	35.66
1	4.93	17	14.53	33	37.73
2	5.29	18	15.48	34	39.90
3	5.69	19	16.48	35	42.18
4	6.10	20	17.53	36	44.56
5	6.54	21	18.65	37	47.07
6	7.01	22	19.83	38	49.69
7	7.51	23	21.07	39	52.44
8	8.05	24	22.39	40	55.32
9	8.61	25	23.76	41	59.34
10	9.21	26	25.21	42	61.50
11	9.84	27	26.74	43	64.80
12	10.52	28	28.35	44	68.26
13	11.23	29	30.04	45	71.83
14	11.99	30	31.82	46	75.65
15	12.79	31	33.70	47	79.60

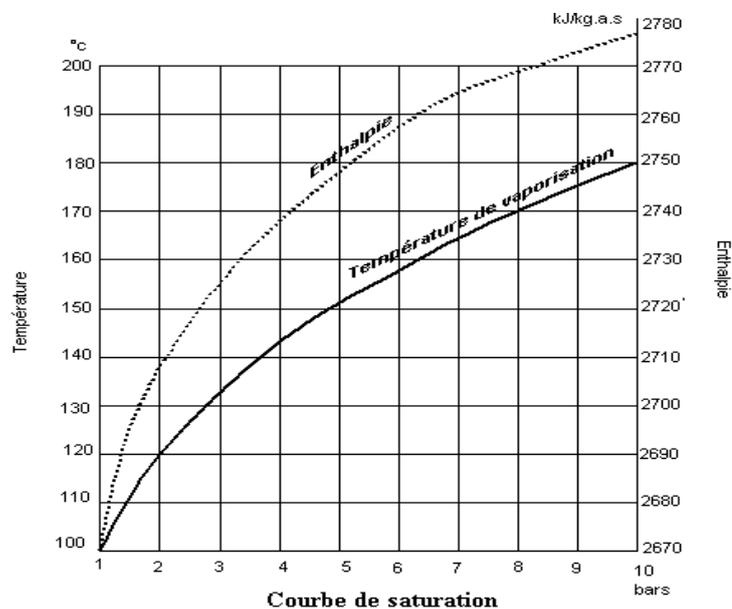
Tableau des résistances thermiques superficielles [m²h°C/kcal]

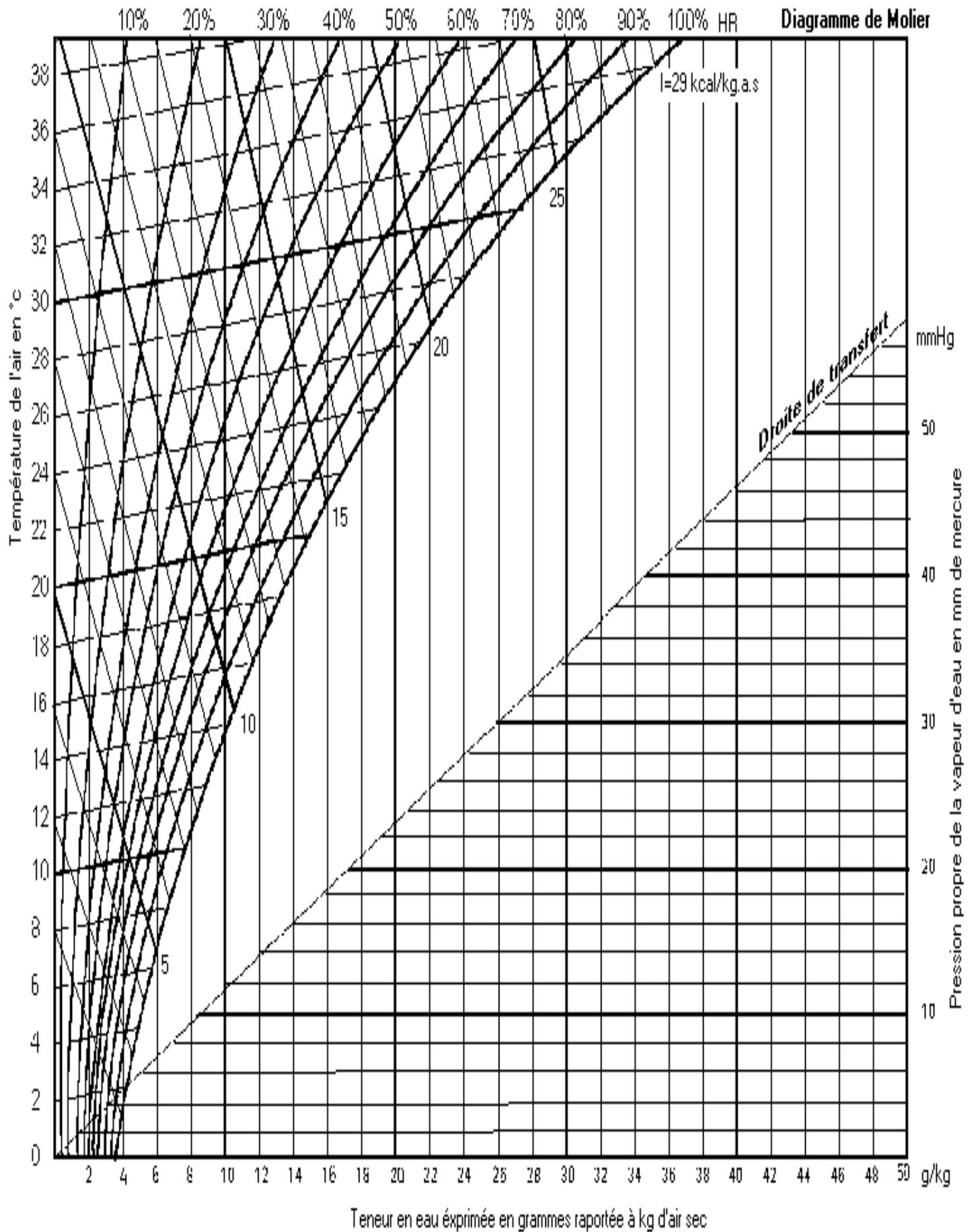
		Parois extérieurs		Parois intérieurs	
		R _i	R _e	R _i	R _e
Paroi verticales		0.13	0.07	0.13	0.13
Parois horizontales flux ascendant		0.11	0.06	0.11	0.11
Parois horizontales flux descendant		0.20	0.06	0.20	0.20

Résistance thermique superficielle [m²°C/W]

		Parois extérieurs		Parois intérieurs	
		R _i	R _e	R _i	R _e
Paroi verticales		0.11	0.06	0.11	0.11
Parois horizontales flux ascendant		0.09	0.05	0.09	0.09
Parois horizontales flux descendant		0.17	0.05	0.17	0.17

Conductivité thermique D'après le document technique unifié de février 1975 (D.T.U)		
Matériau	Masse volumique $\rho(\text{kg/m}^3)$	Conductivité thermique λ [kcal/m.h.°C]
Béton armé	2200 à 2400	1.5
Béton de gravillon	2000	1.2
Béton d'agrégats légers		
1. vermiculite	500	0.12
2. pouzzolane	1500	0.45
3. perlite	600	0.18
béton cellulaire (siporex,...)	400	0.20
Enduits et mortier à la chaux et au ciment.	1800 à 2100	1.00
Carrelages	2300	0.90
Carreaux de plâtre.	1100 à 1300	0.60
Enduit de plâtre.	1000	0.40
Briques ordinaires.	1600 à 1800	0.60
Briques creuses (valeur moyenne).	900 à 1200	0.30 à 0.40
Verre et glace.	2700	1.00
Bois durs	800 à 900	0.20
Sapin	500 à 600	0.13
Fibagglos		
1. fibre de bois agglomérée au ciment	300	0.06
2. type Héraclite.	500	0.09
Isorel mou	300 à 600	0.04 à 0.06
Isorel dur.	900	0.20
Amiante-ciment	1700	0.40
Laine de verre	150	0.05
Polystyrène expansé.	50	0.036
Vermiculite en vase	100	0.06





Note :

<i>En termes d'énergie</i>	<i>En termes de puissance</i>	<i>En termes de chaleur</i>
0,860 kcal = 1 W.h	0,860 kcal/h = 1 W	1 kJ = 0,948 BTU
860 kcal = 1 kW.h	860 kcal/h = 1 kW	1,0548 kJ = 1 BTU
1 kcal = 1,163 W.h	1 kcal/h = 1,163 W	
1 kcal = 4,186 kJ		