

9/98

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

Calcul d'une installation de traitement d'air pour un
laboratoire de produits pharmaceutiques

Proposé par :

M. N. YOUNSI

Etudié par :

Hamdane
M. H. MOHAMMEDI
M. E. YETTOU
El-Nehdi

Dirigé par :

M. N. YOUNSI

PROMOTION
JUN 1998

Dédicaces



A mes chers disparus

A mes parents sans lesquels rien n'aurait été possible

A ma soeur, à mon frère qui ont ouvert le chemin

A tous les miens

Je dédie de tout coeur le fruit de ces efforts

Hamdane

*Je dédie ce modeste travail à mes parents, mes enseignants présents et
passés ainsi qu'à toutes les personnes qui m'ont aidé par leurs conseils et
remarques*

El-Mehdi

Remerciements



Nous remercions tout particulièrement notre promoteur,

M. N.Younsi, pour son aide précieuse et son suivi durant toute la période de préparation de notre projet.

Nos remerciements vont aujourd'hui à tous les enseignants qui ont participé à notre formation ainsi qu'aux membres du jury qui ont bien voulu juger cette modeste contribution.

Merci aussi à Sofiane pour son assistance affectueuse.

Résumé :

L'objet de cette étude est le dimensionnement de l'installation de traitement d'air d'un laboratoire de produits pharmaceutiques.

Cette installation comporte une centrale de traitement d'air, des réseaux de gaines de soufflage et de reprise ainsi qu'un système de régulation de la température, de l'humidité et de la pression.

Abstract :

The aim of this study is to size an air treatment plant for a laboratory of pharmaceutical products.

This plant comprises a central unit for air treatment, blowing and resumption piping system. In addition to a control system to regulate the temperature, the humidity and the pressure.

ملخص :

تستهدف هذه الدراسة إجراء الحسابات التصميمية لمنشأة معالجة الهواء لمخبر المنتجات الصيدلانية.

تشتمل هذه المنشأة على وحدة مركزية لمعالجة الهواء، شبكات أغمدة النفخ و الأسترجاع بالإضافة إلى منظومة تحكم لضبط درجة الحرارة، الرطوبة و الضغط.

TABLE DES MATIERES

Introduction générale	1
Chapitre I	
Généralités	
I - Notions de climatisation	2
1. Définition	2
2. Classification des équipements	2
2.1. Equipements de traitement centralisés	3
2.2. Equipements terminaux	3
2.3. Equipements intermédiaires et accessoires	3
2.4. Equipements de régulation et de sécurité	3
3. Procédé de climatisation	3
II - Données de base	4
III - Notions de base sur l'air humide	4
1. Loi de Dalton	4
2. L'humidité relative	4
3. Teneur en eau x	5
4. Enthalpie de l'air humide	5
5. Le diagramme psychrométrique	5



Chapitre II

Bilan thermique

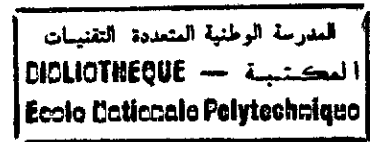
1^{ère} partie: L'été

I - Généralités	7
II - Coefficient de transmission globale K	7
III - Estimation des gains de chaleur	8
1. Gains de chaleur internes	9
1.1. Gains dus aux occupants	9
1.2. Gains dus à l'éclairage	11
1.3. Gains dus aux appareils électriques	11
1.4. Gains dus à la tuyauterie de vapeur d'eau	12
1.5. Gains dus aux réservoirs de préparation	12
2. Gains de chaleur par transmission	13
2.1. Transmission de chaleur à travers les cloisons	13
2.2. Ensoleillement du toit	14
2.3. Transmission de chaleur à travers le plancher sur vide sanitaire..... et le faux-plafond	14 14
3. Gains de chaleur dus à l'air extérieur	15
3.1. Gains sensibles	15
3.2. Gains latents	15
IV - Majoration dues aux réseaux de soufflage et de reprise	18
1. Majorations dues au réseau de soufflage	18
1.1. Gains de chaleur à travers les gaines de soufflage	18
1.2. Fuites dans les gaines de soufflage	19
1.3. Gains de chaleur dus au ventilateur de soufflage	19
2. Majorations dues au réseau de reprise	20
2.1. Majoration due au ventilateur de reprise	20

2.2. Majoration due au réchauffement dans les gaines de reprise	20
2.3. Majoration due à l'entrée d'air dans la gaine de reprise	20
V - Détermination du point de soufflage S, du pont S' et du point de mélange M	21
1. Détermination du point S	22
1.1. Bilan d'humidité	22
1.2. Bilan thermique	22
2. Débits d'air soufflé	24
3. Détermination du point S'	25
4. Détermination du point de mélange M	27
2^{ème} partie: L'hiver	
I - Conditions de base	28
II - Déperditions de chaleur	29
1. Déperditions de chaleur par transmission à travers les parois des locaux	29
2. Déperditions de chaleur due au mélange de l'air d'apport et l'air recyclé	30
III - Détermination du point de soufflage S et du point de mélange M	33
1. Détermination du point S	33
2. Détermination du point de mélange M	36
IV - Pertes de chaleur dans le réseau de gaines de soufflage et de reprise	37
1. Pertes de chaleur dans le réseau de gaines de soufflage	38
2. Pertes de chaleur dans le réseau de gaines de reprise	39
V - Majoration Z_D pour interruption d'exploitation et compensation des parois extérieures froides	40

Chapitre III

Réseaux de gaines



1. Généralités	42
La température	43
La vitesse de l'air	43
Direction de soufflage	44
La portée	44
L'induction	44
L'épanouissement des jets d'air	45
2. Les Bouches de soufflage et de reprise	47
2.1. Les bouches de soufflage	47
2.2. Les grilles de reprise	49
3. Calcul du réseau de gaines de soufflage	52
4. Calcul du réseau de gaines de reprise	57

Chapitre IV

La centrale de traitement d'air

I - Définitions	61
1. Chambre de mélange	61
2. Pré-filtres et filtres à poussières	62
2.1. Filtres métalliques imprégnés d'huile	62
2.2. Filtres secs	62
2.3. Electrofiltres	63
2.4. Filtres humides	63

2.5. Filtres à charbon actif	63
3. Préchauffeur	64
4. Réfrigérant à surface	64
5. Humidificateur d'air (laveur)	64
6. Séparateur de gouttelettes	65
7. Réchauffeur	65
8. Ventilateurs	65
II - Etude de l'évolution de l'air sur le diagramme psychrométrique	65
a- Fonctionnement en hiver	66
b- Fonctionnement en été	66

Chapitre V

Equipements et accessoires

1. Schéma hydraulique simplifié	68
2. Dimensionnement du groupe de production d'eau froide	69
3. Dimensionnement du groupe de production d'eau chaude.....	71
4. Considérations économiques	72
5. Niveau de bruit	72
6. Accessoires et entretien	73
6.1. Louvres et grillages de prise d'air extérieur	73
6.2. Registres à volets multiples	74
6.3. Ventilateurs	74
6.4. Moteurs d'entraînement et de transmission	74
6.5. Vidanges - éclairage et étanchéité	75
6.6. Calorifuge	75
6.7. Entretien	76

6.8. Volets pare-feu	76
6.9. Clapets de décompression	77



Chapitre VI

Régulation automatique

1. Définition	78
2. Boucles de régulation	78
2.1. Définitions	78
2.2. Schéma des boucles de régulation	79
Conclusion générale	82
Références bibliographiques	83
Annexes	84

TABLE DES FIGURES

Fig. 1.1 :	Schéma général d'un système de climatisation centralisée	2
Fig. 2.1 :	Variation de la température dans un mur composé de plusieurs couches hétérogènes	7
Fig. 2.2 :	Histogramme des gains de chaleur dans les locaux	17
Fig. 2.3 :	Histogramme des gains de chaleur dus à l'air extérieur	18
Fig. 2.4 :	Schéma simplifié de l'installation de climatisation	21
Fig. 2.5 :	Représentation du point de soufflage sur le diagramme psychrométrique	22
Fig. 2.6 :	Histogramme des débits d'air soufflé en été	26
Fig. 2.7 :	Histogramme des pertes de chaleur dans les locaux en hiver	32
Fig. 2.8 :	Histogramme des pertes de chaleur dus à l'air neuf	33
Fig. 2.9 :	Histogramme des débits d'air soufflé en hiver.....	35
Fig. 3.1 :	Influence du sens de l'air	44
Fig. 3.2 :	Circulation de l'air dans deux locaux où les bouches de soufflage et de reprise sont rapprochées et éloignées	46
Fig. 3.3 :	Vitesse de l'air en fonction de la distance à la grille reprise	50
Fig. 3.4 :	Schéma des réseaux de gaines	53
Fig. 4.1 :	Centrale de traitement d'air	61
Fig. 4.2 :	Représentation de l'évolution de l'air sur le diagramme psychrométrique	66
Fig. 5.1 :	Schéma hydraulique	68
Fig. 5.2 :	Diagramme des températures du réfrigérant	70
Fig. 5.3 :	Diagramme des températures du réchauffeur	71
Fig. 6.1 :	Schéma de régulation de l'installation de climatisation	80

TABLEAUX



Tableau 2.1:	Poids du plancher, du faux-plafond et des cloisons de chaque local	10
Tableau 2.2:	Caractéristiques, gains internes et gains par transmission des locaux (été)	16
Tableau 2.3:	Débits et gains dus à l'air extérieur dans chaque local (été)	17
Tableau 2.4:	Caractéristiques de soufflage en été	23
Tableau 2.5:	Débits d'air soufflé en été	24
Tableau 2.6:	Nouveaux débits d'air soufflé en été	25
Tableau 2.7:	Pertes de chaleur par transmission et pertes dues à l'air extérieur (hiver).....	31
Tableau 2.8:	Caractéristiques de l'air soufflé en hiver	34
Tableau 3.1:	Vitesse dans la zone d'occupation	43
Tableau 3.2:	Les vitesses de soufflage recommandées	48
Tableau 3.3:	Caractéristiques des bouches de soufflage	49
Tableau 3.4:	Les vitesses de reprise recommandées	50
Tableau 3.5:	Les valeurs tolérées du niveau sonore NC	51
Tableau 3.6:	Caractéristiques des bouches de reprise	52
Tableau 3.7:	Tableau récapitulatif des résultats obtenus pour le réseau de soufflage	56
Tableau 3.8:	Tableau récapitulatif des résultats obtenus pour le réseau de reprise	58

NOMENCLATURE

A	≡	Surface d'échange des échangeurs de chaleur (m ²).
A _i	≡	Surface latérale en communication avec le hall extérieur (m ²).
BTH	≡	Bilan calorifique (kcal/ h).
C	≡	Coefficient de rayonnement (kcal/ h.m ² .°C ⁴).
C _a	≡	Coefficient d'amortissement.
C _c	≡	Coefficient de correction.
C _{ch}	≡	Coefficient de charge.
C _{pa}	≡	Chaleur massique moyenne de l'air sec (kcal /kg.°C).
C _{pv}	≡	Chaleur massique moyenne de la vapeur d'eau (kcal /kg.°C).
C _s	≡	Coefficient de rayonnement du corps noir (kcal/ h.m ² .°C).
C _{si}	≡	Coefficient de simultanéité.
D	≡	hauteur du coude de la gaine de soufflage ou de reprise (m).
D _{el}	≡	Déperditions de chaleur latente dues à l'air extérieur (kcal /h).
D _{es}	≡	Déperditions de chaleur sensible dues à l'air extérieur (kcal /h).
D _{ett}	≡	Pertes de chaleur totales dues au mélange de l'air neuf et l'air recyclé de tous les locaux (kcal /h).
D _l	≡	Déperditions de chaleur latente (kcal /h).
D _s	≡	Déperditions de chaleur sensible (kcal /h).
D _{tt}	≡	Pertes totales de tous les locaux (kcal/ h).
F	≡	Filtre.
F _t	≡	Filtre terminal.
G _e	≡	Gains de chaleur dus à l'air neuf (kcal /h).
G _i	≡	Gains de chaleur internes (kcal /h).
G _l	≡	Gains de chaleur latents (kcal /h).
G _s	≡	Gains de chaleur sensibles (kcal /h).
G _t	≡	Gains de chaleur par transmission (kcal /h).

G_t	≡	Gains de chaleur totaux (kcal /h).
H_a	≡	Enthalpie d'un kg d'air sec (kcal /h).
H_v	≡	Enthalpie d'un kg de vapeur (kcal /h).
K	≡	Coefficient de transmission globale (kcal /h. m ² .°C).
K_c	≡	Coefficient de transfert de chaleur par convection (kcal /h.m ² .°C)
K_r	≡	Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement (kcal /h.m ² .°C)
L	≡	Longueur équivalente entre piquages (m).
L_v	≡	Chaleur de vaporisation (kcal/ kg).
M_i	≡	Servomoteur n°i .
\dot{M}_s	≡	Débits total d'air soufflé (m ³ /h).
NC	≡	Niveau sonore.
P	≡	Préchauffeur.
P_{ab}	≡	Puissance absorbée.
P_c	≡	Puissance calorifique du bâtiment (kcal / h).
P_{ch}	≡	Puissance de la chaudière (kcal/ h).
P_f	≡	Pré-filtre.
P_n	≡	Puissance nominale.
$P_{/t}$	≡	Pertes de chaleur par transmission (kcal/h)
P_s	≡	Pression de saturation.
P_v	≡	Pression de vapeur .
Q	≡	Débit d'air (m ³).
Q_f	≡	Puissance frigorifique du bâtiment (Fg/h).
R	≡	Régulateur.
R_a	≡	Réchauffeur aval.
R_c	≡	Relais.
R_i	≡	Résistance thermique de la paroi i (°C .m ² .h/ kcal).
R_s	≡	Réfrigérant à surface.



S	≡	Section de la bouche de soufflage ou de reprise (m ²).
Sep.	≡	Séparateur de gouttelettes.
S _i	≡	Surface totale du plancher du local (m ²).
T	≡	Température (°C).
V _s	≡	Vitesse de soufflage (m/s).
V ₁	≡	Variateur de vitesse lié au ventilateur de reprise.
V ₂	≡	Variateur de vitesse lié au ventilateur de soufflage.
W	≡	Largeur de la gaine de soufflage ou de reprise (m).
\dot{W}	≡	Quantité d'eau à éliminer en (g/ h).
Z _D	≡	Majoration relative à l'interruption de l'installation.
Z _r	≡	Majoration relative aux pertes de chaleur à travers les parois de la gaine de reprise.
Z _s	≡	Majoration relative aux pertes de chaleur à travers les parois de la gaine de soufflage.
e	≡	Epaisseur de la paroi (m).
f	≡	Pertes dues aux fuites dans les gaines de soufflage (%).
h ₀	≡	Portée de l'air soufflé (m).
h _e	≡	Coefficient de convection extérieure (kcal /m ² .°C).
h _i	≡	Coefficient de convection intérieure (kcal /m ² .°C).
l	≡	Hauteur sous faux-plafond (m).
$\dot{m}_{b(max)}$	≡	Débit maximal de soufflage.
\dot{m}_s	≡	Débit d'air soufflé dans chaque local (m ³ /h).
n	≡	Nombre d'occupants du local.
r	≡	Pertes dues au refroidissement dans les gaines de soufflage (%).
r _i	≡	Rayon des réservoirs de préparations (m).
x	≡	Teneur en eau (kg de vapeur d'eau /g d'air sec).
Z _R	≡	Supplément pour les pertes calorifiques du réseau de tuyauteries ; pour des conduites de distribution dans des greniers froids.



Indices principaux:

M	≡	Mélange.
S	≡	Soufflage.
S'	≡	Point avant soufflage.
e	≡	Extérieur.
i	≡	Local.
l	≡	Latent.
s	≡	Sensible.
/t	≡	Par transmission.

Lettres grecques:

ΔP	≡	Différence de pression.
ε	≡	Rapport de rayonnement maximal.
φ	≡	Humidité relative (%).
λ	≡	Coefficient de conduction (kcal/ h.m ² .°C).
η	≡	Rendement de l'appareil électrique.
ρ	≡	Masse volumique (kg/m ³).
σ	≡	Facteur de conversion (°C ³).

Introduction générale



Il est de notoriété publique que les conditions climatiques jouent un rôle déterminant, et influent directement sur les performances du personnel et donc sur le rendement de l'entreprise, sans préjudice des répercussions de mauvaises conditions climatiques sur les produits et leur conservation.

Pour mieux illustrer ce concept, il suffit de constater que les régions les plus affectées par un climat rude ont généralement une économie réduite, et inversement les régions mieux dotées connaissent une économie florissante.

Il n'est donc pas étonnant que les grandes entreprises investissent beaucoup dans les installations de conditionnement d'air.

Dans ce contexte, notre étude se propose plus particulièrement et à titre principal de maintenir dans un laboratoire pharmaceutique des conditions visant le confort des travailleurs, la préparation et le stockage des produits.

Et ceci, en gardant une température, un degré hygrométrique et une pureté appropriés, quelle que soit la saison.

A cette fin, l'installation de traitement d'air doit avoir une puissance suffisante et réglable, déterminée en fonction des déperditions et gains réels maximaux, et d'autre part le dispositif de contrôle est établi suivant les conditions à obtenir en été comme en hiver.

Chapitre 1

Généralités

I - Notions de climatisation

1. Définitions

Un système de climatisation est l'ensemble du matériel dont les fonctions essentielles sont :

- Préparer l'air à distribuer dans les locaux à des caractéristiques aérauliques et acoustiques bien déterminées.

Les caractéristiques de l'air à contrôler sont :

- la température (sèche ou humide)
- l'humidité (absolue ou relative)
- la pureté
- la vitesse de soufflage
- le niveau sonore au niveau de la bouche de soufflage...etc.
- Distribuer l'air traité dans les locaux à climatiser par l'intermédiaire de conduits et d'appareils terminaux.

Un procédé de climatisation est défini par le principe de conditionnement de l'air auquel les systèmes de climatisation font appel. Par exemple, le système à deux conduits (air chaud et air froid) est une application du procédé à air total. Evidemment, plusieurs systèmes peuvent faire appel à un même procédé.

2. Classification des équipements

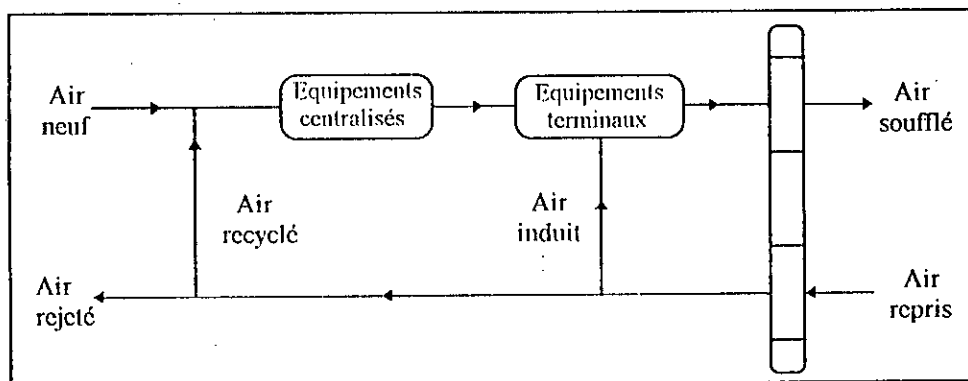


Fig. 1.1: Schéma général d'un système de climatisation centralisée.

Qu'il soit complexe ou non, tout système de climatisation comprend nécessairement les équipements suivants:

2.1. Equipements de traitement centralisés

Ils ont pour but de préparer des fluides primaires qui sont ensuite distribués aux équipements terminaux de l'installation.

Dans notre cas, ces équipements centralisés seront implantés à l'extérieur, car ils sont encombrants, et l'installation de climatisation assez importante.

Le fluide primaire préparé par ces équipements centralisés est l'air soufflé à une température dont la valeur est fonction des besoins.

2.2. Equipements terminaux

Ces équipements sont toujours situés dans les locaux à climatiser ou à proximité immédiate. Ils reçoivent les fluides primaires et les utilisent pour préparer l'air à souffler directement dans les locaux.

Ces appareils sont, dans notre cas, constitués d'une simple bouche de soufflage.

2.3. Equipements intermédiaires et accessoires

L'air soufflé est distribué par des conduits et des tuyauteries comportant un certain nombre d'accessoires de fonctionnement (clapets coupe-feu, registres, silencieux, etc...)

2.4. Equipements de régulation et de sécurité

Ils comprennent les équipements de mesure, de contrôle, de réglage et de sécurité (thermostats, manostats, régulateurs, détecteurs d'incendie et trappes de désenfumage).

3. Procédé de climatisation

Les techniques modernes de climatisation font appel à des procédés très différents.

On les classe d'après la nature des fluides primaires distribués aux appareils terminaux.

Deux fluides primaires sont essentiellement utilisés, ce sont *l'air* et *l'eau* (les fluides frigorigènes sont surtout utilisés dans les installations de type industriel).

II - Données de base

Les données climatiques jouent un grand rôle dans le calcul des installations car elles influent directement sur le bilan thermique, et par conséquent sur le dimensionnement de l'installation.

Le cas de notre étude concerne un laboratoire de produits pharmaceutiques composé de petits locaux intérieurs, on ne s'intéressera donc qu'aux conditions intérieures.

Les températures intérieures doivent être choisies, de façon à assurer le confort thermique des occupants et répondre aux exigences des processus de production.

Nous opterons pour une température d'environ $22 \pm 0,5^\circ\text{C}$ pour tous les locaux en été comme en hiver.

L'humidité que contient l'air est bénéfique dans le sens où le corps humain, et en particulier les muqueuses ont besoin d'une certaine quantité de vapeur d'eau pour ne pas se dessécher, sans être trop importante pour permettre l'évaporation de la sueur, on prendra une humidité relative de $60 \pm 10 \%$.

III - Notions de base sur l'air humide

1. La loi de Dalton

L'air humide est un mélange d'air sec et de vapeur d'eau occupant le même volume.

La pression partielle de l'un des éléments constitutifs est la pression qu'exercerait l'élément considéré sur les parois d'un récipient après qu'on ait éliminé l'autre élément.

D'après cette loi, la pression partielle de l'un de ces éléments constitutifs est indépendante de la présence de l'autre élément ; de plus la pression totale de ce mélange est égale à la somme des pressions partielles de l'air sec et celle de la vapeur d'eau.

On peut définir la pression de vapeur dans l'air humide comme une fraction de la pression de saturation à la température et poser:

$$\varphi = P_v / P_s \quad (1.1)$$

2. L'humidité relative

La grandeur φ de l'équation (1.1) est aussi une mesure de la quantité de vapeur d'eau contenue dans l'air. Pour une température donnée il ne peut y avoir qu'une masse maximale donnée de vapeur d'eau dans un volume V , qu'on nomme l'humidité de saturation. La grandeur φ indique

quelle fraction de cette quantité maximale de vapeur d'eau contient effectivement l'air. C'est pourquoi on la dénomme "humidité relative".

3. La teneur en eau x

Dans beaucoup de cas, la masse du mélange air-vapeur se modifie au cours du processus considéré par apport ou élimination d'eau et, par suite des variations de température, le volume du mélange comme celui de l'élément constitutif "air sec" change. La seule grandeur qui reste constante est la masse d'air sec. C'est pourquoi on choisit la masse m d'air sec comme référence. On est donc conduit à définir l'humidité de l'air d'une deuxième façon par le rapport x kg (ou g) de vapeur par kg d'air sec.

x est la "teneur en vapeur d'eau".

L'humidité spécifique $\omega = m_v / m_a$.

m_v et m_a sont les masses de la vapeur et de l'air respectivement .

4. Enthalpie de l'air humide

L'enthalpie contenue dans 1 kg d'air sec se calcule par l'égalité:

$$H_a = C_{pa} \cdot T \quad (1.2)$$

Et l'enthalpie de 1 kg de vapeur par l'égalité:

$$H_v = L_v + C_{pv} \cdot T \quad (1.3)$$

L'énergie calorifique d'un mélange, composé de 1 kg d'air sec et x kg de vapeur d'eau, est donc:

$$H = C_{pa} \cdot T + C_{pv} \cdot x \cdot T \quad (1.4)$$

C_{pa} : Chaleur massique moyenne de l'air sec.

C_{pv} : Chaleur massique moyenne de la vapeur d'eau.

L_v : Chaleur de vaporisation de l'eau à 0°C.

5. Le diagramme psychrométrique

Les propriétés des mélanges air-vapeur d'eau sont données, sous forme graphique, dans le diagramme psychrométrique. Celui-ci est disponible sous différentes formes.

Le diagramme psychrométrique fondamental consiste en un graphique de la température du thermomètre sec (en abscisse) et de l'humidité absolue (en ordonnée) et si nous choisissons la

pression totale pour laquelle il faut construire le diagramme, nous pouvons y tracer les lignes d'humidité relative constante et la température humide constante ; en effet si la température sèche, la pression totale et l'humidité absolue sont données, l'humidité relative et la température humide sont alors déterminées.

La pression partielle de la vapeur d'eau est fixée par l'humidité absolue et la pression totale; par conséquent, on peut construire une seconde échelle en ordonnée pour indiquer la pression partielle de la vapeur d'eau.

Chapitre 2

Bilan thermique 1^{ère} partie: L'été

I - Généralités

Le bilan thermique est la base de tout calcul d'installation de climatisation afin de prévoir la puissance de celle-ci, pour ne pas la surdimensionner ni la sous-dimensionner.

Ce bilan est établi en tenant compte de tous les gains et déperditions de chaleur quelle que soit leur source.

II - Coefficient de transmission globale K

Dans notre local, les cloisons, le faux-plafond et le plancher qui sont constitués de matériaux différents sont sujets à différents types de transferts de chaleur notamment la conduction et la convection. Pour simplifier les calculs nous utiliserons le coefficient de transmission globale K, qui s'exprime pour n parois par l'équation suivante:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} + \sum_{i=1}^n R_i + \frac{1}{h_e} \quad [\text{h.m}^2 \cdot \text{°C} / \text{kcal}] \quad (2.1)$$

h_i et h_e représentent respectivement les coefficients de convection intérieure et extérieure.

$R_i = e_i / \lambda_i$: résistance de la paroi i , e_i est son épaisseur et λ_i son coefficient de conduction exprimé en : kcal / h.m.°C.

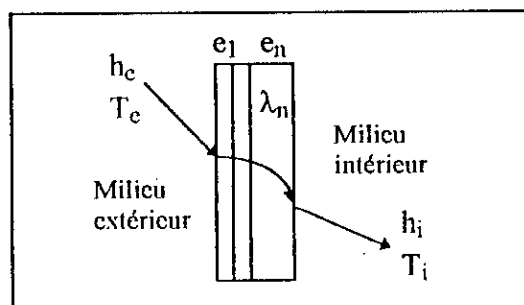


Fig. 2.1: Variation de la température dans un mur composé de plusieurs couches hétérogènes.

La figure ci-dessus représente le transfert de chaleur qui prend place entre le milieu convectif extérieur et le milieu convectif intérieur, de plus basse température, à travers plusieurs parois ayant des épaisseurs et des résistances thermiques différentes.

Il est à noter que les coefficients de transmission globale seront pris directement sur les tables de l'annexe, suivant le type de matériau des différentes couches.

III - Estimation des gains de chaleur

Nous ne nous intéresserons pas aux gains externes car notre laboratoire est un local intérieur et ne possède aucune paroi extérieure.

Présentation du laboratoire

Ce laboratoire est constitué de 7 locaux ayant une hauteur de 4,2m sous plafond:

Local 1: Atelier polyvitamines.

Il a une surface de 25,06 m² pour 2 occupants et l'on y trouve 2 agitateurs de 4,5 kW ainsi que 2 pompes de 1,5 kW, les produits à 60°C sont stockés dans deux réservoirs sphériques de 1700 l.

Local 2: Bureau de 6,1 m² avec 1 occupant.

Local 3: Salle de stockage de sucre de 8,15 m² avec 1 occupant.

Local 4: Salle de lavage de 5,9 m² avec 1 occupant.

Local 5: Atelier de solution à usage interne.

Il a une surface de 45,05 m² avec 3 occupants et on y trouve 5 agitateurs de 4,5 kW, 3 pompes de transfert de 1,5 kW, un filtre de 1 kW et un homogénéisateur de 1 kW, on y garde les produits dans trois réservoirs de 5000 l et un réservoir de 1200 l.

Local 6: Atelier de solution à usage externe.

Il a une surface de 35,3 m² pour 2 occupants, il contient 4 agitateurs de 4,5 kW, un filtre de 1 kW et un homogénéisateur de 1 kW, on y garde les produits dans trois réservoirs de 3000 l et un réservoir de 800l.

Local 7: Hall de liaison. Il a une surface de 22,07 m² avec 1 occupant.

Tous ces locaux ont un éclairage fluorescent encastré de 400 lux, on utilise une tuyauterie de vapeur d'eau de diamètre 33 / 42, on y fait également un apport d'air extérieur de 4 volumes par heure.

1. Gains de chaleur internes

Ce sont les gains de chaleur dégagée à l'intérieur du local, ces gains de chaleur G_i , comme nous allons le voir ultérieurement peuvent avoir différentes sources à savoir l'éclairage, les occupants, les appareils électriques, ect...

$$G_i = G_{(occ,s)i} + G_{(occ,l)i} + G_{(éc)i} + G_{(a.e)i} + G_{(tuy)i} + G_{(res)i} \quad (i=1,..7) \quad [\text{kcal/ h}]$$

$G_{(occ,s)i}$: gains de chaleur sensible dus aux occupants du local i .

$G_{(occ,l)i}$: gains de chaleur latente dus aux occupants local i .

$G_{(éc)i}$: gains de chaleur dus à l'éclairage du local i .

$G_{(a.e)i}$: gains de chaleur dus aux appareils électriques du local i .

$G_{(tuy)i}$: gains de chaleur dus à la tuyauterie de vapeur d'eau du local i .

$G_{(res)i}$: gains de chaleur dus aux réservoirs de préparations du local i .

1.1. Gains dus aux occupants

Tout corps humain dégage une quantité de chaleur ; cette quantité de chaleur est cédée à l'ambiance par rayonnement, convection et évaporation cutanée, grâce à son métabolisme. Cette quantité de chaleur dépend de la température ambiante et de l'activité physique de l'individu ; elle peut être sensible ou latente.

En se référant à la table 1, pour une température du local d'environ 21°C, et pour un travail léger à l'établi on a respectivement les gains de chaleur sensibles et latents dus aux occupants pour un local i ; $i = 1,..7$:

$$G_{(occ,s)i} = 92 \cdot n_i \cdot C_{ai} \quad (2.2)$$

$$G_{(occ,l)i} = 97 \cdot n_i \cdot C_{ai} \quad (2.3)$$

n_i : nombre d'occupants du local considéré.

C_{ai} : coefficient d'amortissement du local.

Les coefficients d'amortissement C_{ai} sont déterminés comme suit:

On détermine d'abord le poids total de la construction par m² de surface de chaque local suivant la formule donnée par la référence [8] :

$$P = \frac{(P_{\text{plancher}} + P_{\text{plafond}}) + 1/2.(P_{\text{cloisons}})}{S_{\text{totale}}} \quad (2.4)$$

P_{plancher} : poids du plancher de chaque local en kg.

P_{plafond} : poids du faux-plafond de chaque local en kg.

S_{totale} : surface totale du plancher du local en m².

Le coefficient ½ n'est appliqué que lorsque les cloisons sont partagées entre deux locaux.

Le poids par m² est donné par la table 2 , pour les éléments suivants:

- Plancher: en béton d'une épaisseur de 10 cm avec carrelage et enduit au sable $P= 205 \text{ kg/ m}^2$

- Plafond: pour des plaques de plâtre de 5 cm d'épaisseur on a un poids P de 40 kg/ m^2

Par ailleurs la table 3 , pour les cloisons en briques creuses de 10 cm d'épaisseur avec un enduit au plâtre de 1 cm et de chaque côté, donne un poids P de 98 kg/ m^2 .

Tableau 2.1: Poids du plancher, du faux-plafond et des cloisons de chaque local.

	Local 1	Local 2	Local 3	Local 4	Local 5	Local 6	Local 7
Poids du plancher par m ² [kg/m ²]	535,55	647,83	631,85	752,52	447	465,9	543,95
Poids du plancher [kg]	5137,3	1250,5	1670,75	1209,5	9235,25	7236,5	4524,35
Poids du faux-plafond [kg]	1002,4	244	326	236	1802	1412	882,8
Poids des cloisons [kg]	8355,48	4132,66	5445,47	3992,52	12133,38	10396,82	10688,86

La table 4 nous donne, pour les poids calculés, pour chaque local et pour une durée de fonctionnement de l'installation de 12h et un éclairage de 8h à 18h, les différents coefficients d'amortissement pour chaque local:

$$C_{a1} = 0,95$$

$$C_{a3} = 0,95$$

$$C_{a5} = 0,96$$

$$C_{a7} = 0,95$$

$$C_{a2} = 0,95$$

$$C_{a4} = 0,95$$

$$C_{a6} = 0,95$$

1.2. Gains dus à l'éclairage

L'éclairage constitue une source de chaleur sensible dégagée par rayonnement, convection et conduction, les gains réels sont calculés par applications des coefficients d'amortissement.

On optera pour un éclairage fluorescent encastré afin d'éviter une accumulation de poussières nuisible à la production des sirops. Ainsi la table 5 nous donne la formule suivante pour l'estimation des gains dus à l'éclairage:

$$G_{éc} = \text{Puissance utile (Watts)} \times 1,25 \times 0,86 \times C_{ai} \quad (2.5)$$

- Les 25% supplémentaires correspondent à la puissance absorbée dans le ballast.

- Pour un éclairage de 400 lux = 400 lumen/m², et en sachant que pour un éclairage fluorescent on a environ 40 lumen / W, ce qui donne une puissance de 10 W/ m².

$$\text{Puissance utile (Watts)} = 10 \times S_i$$

S_i : Surface de plancher de chaque local.

1.3. Gains dus aux appareils électriques

La plupart des appareils constituent à la fois une source de chaleur sensible et latente, mais les appareils électriques dégagent de la chaleur sensible (sauf pour le cas des appareils de cuisson, de séchage ...), cette chaleur est sensible du fait de la transmission d'une partie plus ou moins grande de l'énergie absorbée en énergie calorifique.

Nous estimerons ces gains par la relations suivante:

$$G_{a,c} = C_{ch} \times C_{si} \times P_{ab} \quad (2.6a)$$

$$P_{ab} = \frac{P_n}{\eta} \quad (2.6b)$$

P_{ab} : Puissance absorbée (ce sont les puissances données)

P_n : Puissance nominale de l'appareil électrique

η : Rendement de l'appareil électrique

C_{si} : Coefficient de simultanéité appliqué car le fonctionnement est intermittent, il sera pris égal à 0,7

C_{ch} : Coefficient de charge, il sera pris égal à 0,5.

ainsi:

- Pour le local 1 où l'on a 2 agitateurs de 4,5 kW et 2 pompes de 1,5 kW, nous aurons un gain de 4113,55 kcal / h.

- Pour le local 5 on aura, pour 3 pompes de transfert de 1,5 kW, 5 agitateurs de 4,5 kW, un filtre de 1 kW et un homogénéisateur de 1 kW, un gain de 9904,96 kcal / h.
- Pour le local 6 on aura, pour 3 pompes de transfert de 1,5 kW et 4 agitateurs de 4 kW, un gain de 7657,12 kcal /h.

1.4. Gains dus à la tuyauterie de vapeur d'eau

Les tuyauteries de vapeur d'eau qui ont un rôle important dans le process de préparation des solutions et qui passent dans le local ou les réservoirs fermés qui peuvent s'y trouver dégagent ou absorbent de la chaleur sensible suivant que leur température est supérieure ou inférieure à la température de l'ambiance.

Pour une tuyauterie de diamètre 33 / 42, on calculera la chaleur dégagée en utilisant la table 6. La tuyauterie en acier, non isolée, a un diamètre extérieur de 42,4 mm et la vapeur qu'elle véhicule est à une température de 150°C, l'ambiance à 22°C, on aura donc un gain de:

252,93 kcal / h par mètre de tuyauterie :

$$G_{uy} = 1 \times 252,93 \quad (2.7)$$

l: Hauteur sous le faux-plafond, elle sera prise égale à 4,2 m.

On aura donc:

$G_{tuy} = 1062,3$ kcal/ h et ce pour chacun des locaux 1, 5 et 6.

1.5. Gains dus aux réservoirs de préparations

Tout comme les tuyauteries de vapeur, les réservoirs, qui dans notre cas sont sphériques et fermés, sont sources de chaleur sensible.

Pour estimer ces gains nous devons d'abord déterminer le coefficient de transmission globale K:

On choisit:

- Un coefficient de transfert de chaleur par convection K_c entre 10 et 20 kcal/ h.m².°C, il sera pris égal à 12 kcal/ h.m².°C.

- Un coefficient de transfert de chaleur par rayonnement: $K_r = \sigma \times C$ (2.8)

C : Coefficient de rayonnement qui est donné par la relation: $C = \varepsilon \times C_s$ où:

ε : Rapport de rayonnement maximal, donné par la table 7.

C_s : Coefficient de rayonnement du corps noir ; c'est une constante égale à 4,96 kcal/ h.m².°C.

Pour une température de 22°C, on obtient pour le fer avec calamine (voir table 7) :

$\varepsilon = 0,77$ d'où:

$$C = 3,8 \text{ kcal / h.m}^2.\text{°C}^4.$$

Le facteur de conversion est :

$$\sigma = \frac{(T_{re}/100)^4 - (T_{ri}/100)^4}{T_{re} - T_{ri}} \quad (2.9)$$

T_{re} (°C): température de la paroi extérieure du réservoir.

T_{ri} (°C): température intérieure du local.

Donc :

$$K = K_r + K_c = 16,2 \text{ kcal / h.m}^2.\text{°C}$$

On estimera donc les gains par la relation suivante, applicable séparément pour les locaux 1, 5 et 6:

$$G_{res} = \sum_i n_i \cdot K \cdot (T_{re} - T_i) \cdot S_i \quad (2.10)$$

n_i : nombre de réservoirs de même diamètre

S_i : Surface du réservoir sphérique. Elle est égale à $4\pi \cdot r_i^2$

r_i : Rayon du réservoir sphérique.

2. Gains de chaleur par transmission

Dans cette partie nous nous intéresserons aux gains de chaleur sensible à travers les cloisons intérieures, le faux-plafond et le plancher car on sait que dès qu'il y a un gradient de température entre deux points d'un même corps, un flux de chaleur s'établit du point chaud vers le point froid.

2.1. Transmission de chaleur à travers les cloisons

A cause de la différence de température entre le local maintenu à 22°C et le hall extérieur l'entourant qui lui est à 30°C, on a des gains estimés comme suit:

Nous calculons d'abord l'aire des surfaces latérales sujettes à ce transfert thermique. Pour chaque local, nous estimerons ensuite le coefficient de transmission globale K à partir de la table 3 et ce pour une brique creuse avec deux faces crépies par 10 mm de plâtre chacune, nous obtenons donc $K = 1,56 \text{ kcal / h.m}^2.\text{°C}$ ce qui permet d'avoir la quantité de chaleur transmise pour chaque local:

$$G_{(cl)_i} = K \cdot A_i \cdot (T_{hall} - T_i) \quad (2.11)$$

T_i : température du local intérieur, elle est égale à 22°C .

A_i : surface latérale en communication avec le hall extérieur.

2.2. Ensoleillement du toit

Le toit étant sujet à un ensoleillement intense, et la température extérieure au-dessus du toit étant de 35°C , nous allons supposer qu'elle est la même juste au dessus du faux-plafond, ceci peut s'expliquer par l'accumulation de l'air chaud sous le toit alors que l'air froid redescend près du faux-plafond, c'est ce qu'on appelle le phénomène de stratification de l'air.

2.3. Transmission de chaleur à travers le plancher sur vide sanitaire et le faux-plafond

Bien que le faux-plafond et le plancher ne soient pas en contact avec le milieu extérieur, des gains sont à considérer à cause de la variation température.

Pour le **faux-plafond** nous allons d'abord estimer le coefficient de transmission globale K avec la table 8. Pour des plaques de plâtre on aura une résistance thermique R de:

$7,3 \text{ h.m}^2.\text{°C} / \text{kcal}$ et par mètre d'épaisseur, et en prenant 5 cm on aura une résistance de: $0,365 \text{ h.m}^2.\text{°C} / \text{kcal}$.

ce qui donne:

$$K = 1/R = 2,74 \text{ kcal / h .m}^2.\text{°C} .$$

La relation qui permet d'évaluer les Gains entre le local climatisé et le comble non climatisé au dessus du faux-plafond est la suivante:

$$G_{(fp)i} = K.S_i.(T_{\text{comble}} - T_i) \quad (2.12)$$

T_{comble} : température du comble, elle est égale à 35°C .

T_i : température du local, elle est égale à 22°C .

S_i : Surface du plancher pour chaque local.

Pour le **plancher sur vide sanitaire**, en nous reportant à la table 2 pour un flux de bas en haut, pour un sol en carrelage et un plancher en béton enduit au sable d'une épaisseur de 10 cm et un "plafonnage" (pour le vide sanitaire) sans fourrure et enduit au sable avec une épaisseur de 12 mm, on obtient un coefficient $K = 2,39 \text{ kcal / h.m}^2.\text{°C}$, nous aurons donc, pour estimer les gains de chaleur pour le plancher, la formule suivante:

$$G_{(pl)i} = K. S_i. (T_{\text{sol}} - T_i) \quad (2.13)$$

T_{sol} : température du sol, elle est égale à 30°C

T_i : température du local, elle est égale 22°C et S_i la surface du plancher pour chaque local.

3. Gains de chaleur dus à l'air extérieur (neuf)

Dans notre local, nous avons prévu un certain débit d'air extérieur visant à renouveler l'air du local afin de permettre la dilution des odeurs dues aux occupants, au tabac...

Ce débit varie principalement avec le nombre d'occupants, de fumeurs et avec le type d'activité dans l'utilisation du local. Dans le cas d'un laboratoire, on prendra un taux de renouvellement d'air de 4 volumes par heure. On calculera donc les gains sensibles et latents dus au renouvellement d'air.

3.1. Les gains sensibles

Les gains sensibles dus à l'air neuf, pour chaque local sont exprimés par la relation:

$$G_{(c,s)i} = \dot{m}_{ci} \cdot C_{pa} \cdot (T_c - T_i) \quad (2.14)$$

$$\dot{m}_{ci} \text{ (kg /h) } = 4 \times \rho_{air} \times V_i / \text{heure} = 4 \times \rho_{air} \times (4,2 \times S_i / \text{heure}) \quad (2.15)$$

T_e : température de l'air neuf, elle est égale à 35°C.

T_j : température du local, elle est égale à 22°C

C_{pa} : chaleur spécifique de l'air, au voisinage de 22°C elle est égale à 0,24 kcal / kg.°C .

ρ_{air} : masse volumique de l'air qui, au voisinage de 22°C, est égale à 1,2 kg /m³ .

3.2. Les gains latents

Les gains latents dus à l'air neuf, pour chaque local, sont exprimés par la relation:

$$G_{(e,l)i} = L_v \cdot \dot{m}_{ci} \cdot (x_e - x_i) \quad (2.16)$$

avec:

L_v : Chaleur latente de vaporisation évaluée à 590 kcal / kg d'eau [7].

x_e, x_i sont les teneurs en eau de l'air extérieur et de l'air du local respectivement, elles sont obtenues à partir du diagramme psychrométrique:

Pour l'air du local à 22°C et 60% d'humidité relative et pour l'air neuf à 35°C et 60%.

Nous avons:

$$x_i = 10 \text{ g / kg d'air sec .}$$

$$x_e = 21,5 \text{ g / kg d'air sec.}$$

Tableau 2.2: Caractéristiques, gains internes et gains par transmission des locaux (été).

	Local 1	Local 2	Local 3	Local 4	Local 5	Local 6	Local 7
Surface du plancher [m ²]	25,06	6,1	8,15	5,9	45,05	35,3	22,07
Surface des cloisons [m ²]	64,34	8,48	8,99	21,38	62,92	54,05	26,59
Nombre d'occupants n	2	1	1	1	3	2	1
Coefficient d'amortissement Ca	0,95	0,95	0,95	0,95	0,96	0,95	0,95
Gains latents dus aux occupants [kcal/h]	184,3	92,15	92,15	92,15	279,36	184,3	92,15
Gains sensibles dus aux occupants [kcal/h]	174,8	87,4	87,4	87,4	264,96	174,8	87,4
Gains dus à l'éclairage [kcal/h]	255,92	62,3	83,23	60,25	464,92	360,5	225,39
Gains dus aux appareils électriques [kcal/h]	4113,55	-	-	-	9904,96	7657,12	-
Gains dus à la tuyauterie de vapeur d'eau [kcal/h]	1062,3	-	-	-	1062,3	1062,3	-
Gains dus aux réservoirs de préparation [kcal/h]	2594,59	-	-	-	10974,37	6756,05	-
Gains internes [kcal/h]	8385,46	241,85	262,78	239,8	22950,87	16195,07	404,94
Gains par transmission à travers les cloisons [kcal/h]	803,01	105,83	112,19	266,82	785,24	674,54	331,84
Gains par transmission à travers le plancher [kcal/h]	479,15	116,76	155,82	112,8	861,35	674,93	425,98
Gains par transmission à travers le faux-plafond [kcal/h]	892,63	217,26	290,27	210,14	1604,66	1257,37	786,13
Gains par transmission du local [kcal/h]	2174,79	439,85	558,28	589,76	3251,25	2606,84	1539,95
Gains sensibles du local [kcal/h]	10375,95	589,55	728,91	737,41	25922,76	18617,61	1852,74
Gains latents du local [kcal/h]	184,3	92,15	92,15	92,15	279,36	184,3	92,15
Gains totaux du local [Kcal/h]	10560,25	681,7	821,06	829,56	26202,12	18801,91	1944,89

Tableau 2.3: Débits et gains dus à l'air extérieur dans chaque local (été).

	Local 1	Local 2	Local 3	Local 4	Local 5	Local 6	Local 7
Débit d'air extérieur [m ³ /h]	421,01	102,5	136,92	99,12	756,84	593,04	370,78
Gains sensibles dus à l'air extérieur [kcal/h]	1576,26	383,76	512,63	371,1	2833,61	2220,34	1388,2
Gains latents dus à l'air extérieur [kcal/h]	3427,86	834,55	1114,8	807,03	6162,2	4828,53	3018,89

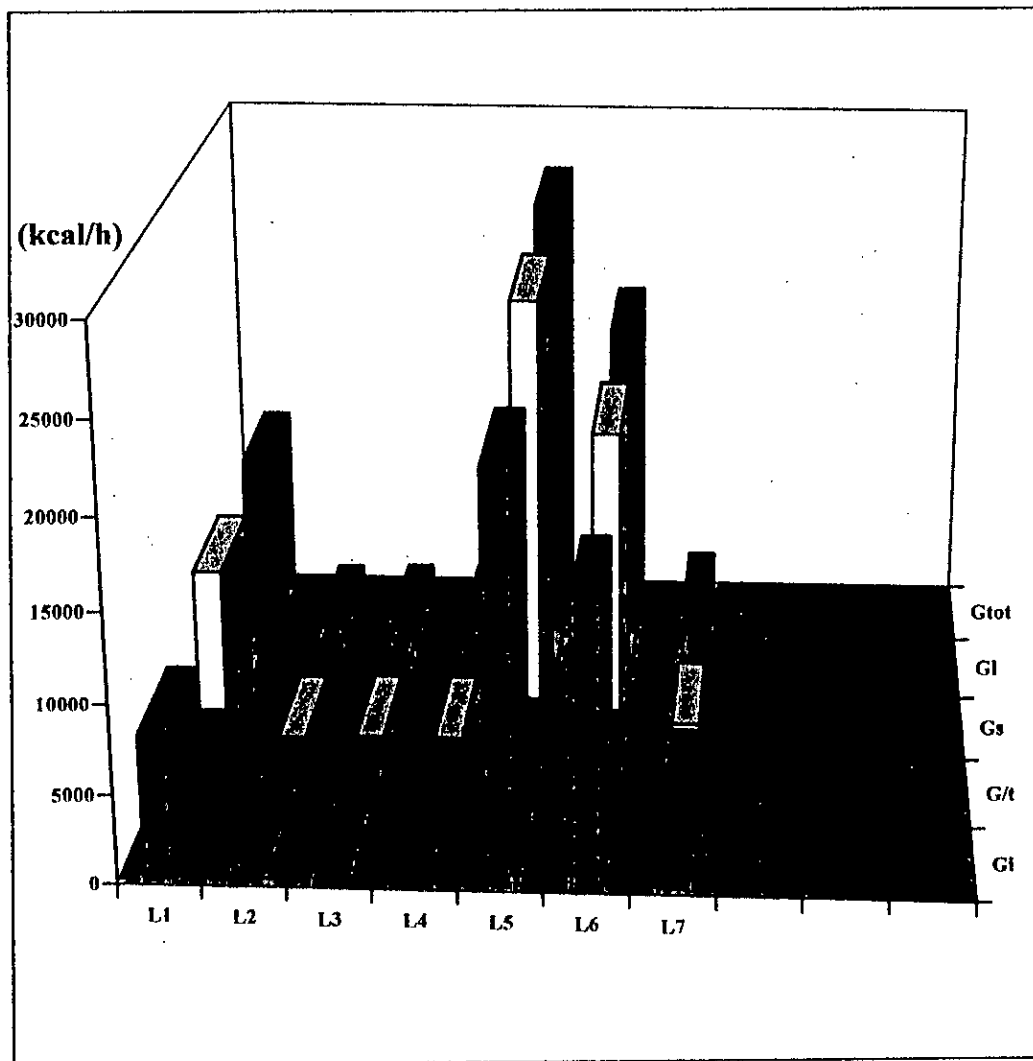


Fig. 2.2: Histogramme des gains de chaleur dans les locaux.

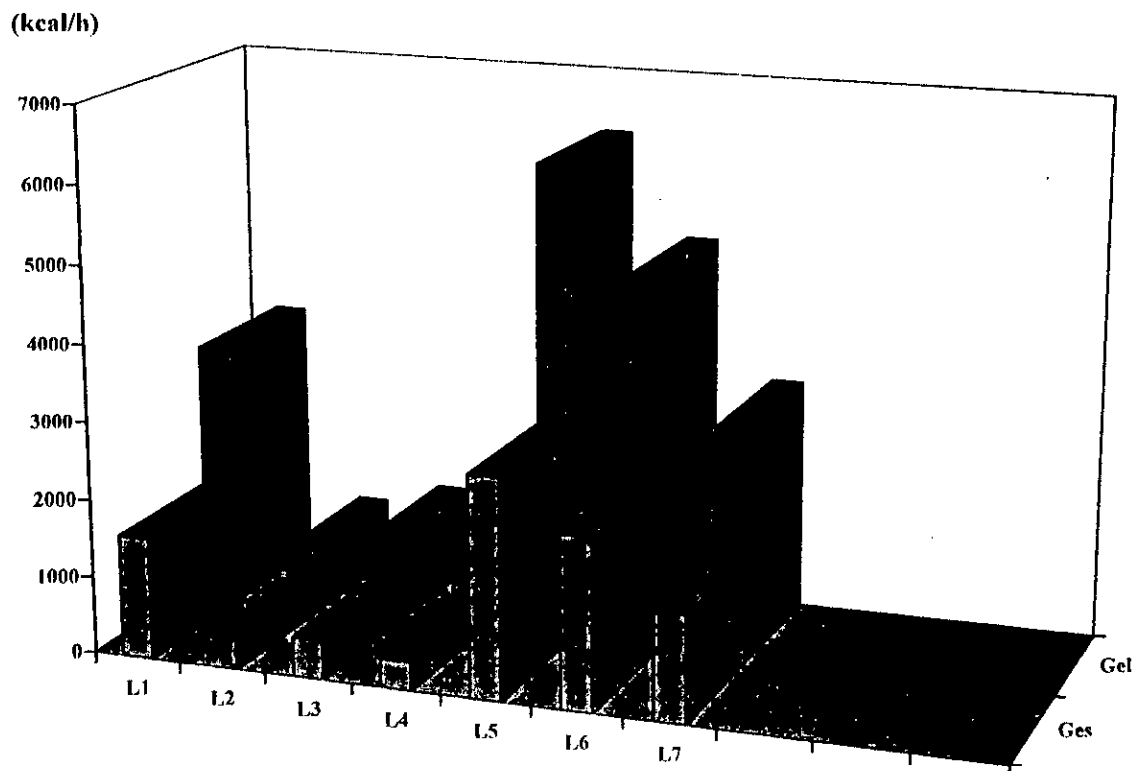


Fig. 2.3: Histogramme des gains de chaleur dus à l'air extérieur.

IV - Majorations dues aux réseaux de gaines de soufflage et de reprise

1. Majorations dues au réseau de soufflage

1.1. Gains de chaleur à travers les gaines de soufflage

Les gaines de soufflage véhiculent de l'air à 14°C en passant par le faux-plafond à 35°C, ce qui se traduit par un réchauffement de l'air entre la centrale de traitement d'air et les locaux desservis, qui ne pourra être compensé que par une augmentation du débit, en général on peut y remédier en calorifugeant ces tronçons de gaine.

La majoration à appliquer aux gains sensibles du local pour tenir compte du réchauffement dans les gaines de soufflage, s'obtient de la façon suivante:

Connaissant la longueur du tronçon non conditionné qui est à peu près égale à 30m, la température du local conditionné qui est de 22°C, celle du local non conditionné qui est de 35°C, la température de l'air soufflé qui est de 14°C, on aura la différence de température:

$\Delta T = 35 - 22 = 13^\circ\text{C}$, et la vitesse de l'air dans la gaine $V = 7\text{m/s}$, on obtiendra un coefficient de correction de la courbe n°1 : $C_c = 1,63 \times 0,842 = 1,37$.

Et pour des gaines calorifugées (50 mm de laine de verre), on aura les gains dus au réchauffement des gaines de soufflage exprimé en pourcentage des gains sensibles du local: 3,71 %.

Ce qui donnera en prenant compte de coefficients de correction un pourcentage de :

$3,71 \times 1,37 = 5,08$ % des gains sensibles du local.

1.2. Fuites dans les gaines de soufflage

Les fuites dans les gaines de soufflage à l'extérieur des locaux à desservir se traduisent par une diminution de la puissance disponible, qui peut être importante, on la compensera par une majoration équivalente des gains sensibles et latents des locaux traités.

Par expérience on admet environ 10 % de fuites pour les gaines situées à l'extérieur du local climatisé.

1.3. Gains de chaleur dus au ventilateur de soufflage

Du fait que le rendement du ventilateur soit inférieur à 1, la chaleur de compression et l'énergie dégradée sont absorbées par l'air véhiculé et constituent des gains sensibles, le ventilateur de soufflage se situant en aval de la batterie, ces gains s'ajoutent aux gains sensibles du local.

Donc pour:

- Un moteur à l'extérieur du local conditionné;
- Une installation centralisée;
- Une puissance manométrique de 100 mmCE (millimètre colonne d'eau);
- $\Delta T = T_{\text{local}} - T_{\text{air soufflé}} = 22 - 14 = 8^\circ\text{C}$.

En se référant à la table 9, on aura une majoration de 10,35 % des gains sensibles du local.

Gains sensibles de l'air neuf : $G_{(c,s)} = 9285,9$ kcal / h

Gains latents de l'air neuf : $G_{(c,l)} = 20193,86$ kcal / h

Gains sensibles : la somme des gains sensibles de chaque local

$G_s = 58824,93$ kcal / h

Gains latents : la somme des gains latents de chaque local

$$G_l = 1016,56 \text{ Kcal / h}$$

Donc :

Les gains sensibles majorés par la majoration de soufflage sont :

$$G_{sm} = G_s + G_s \cdot (10,35 + 5,08 + 10) \quad (2.17)$$

$$G_{sm} = 73784,11 \text{ kcal / h.}$$

Et les gains latents majorés par la majoration de soufflage sont :

$$G_{lm} = G_l + G_l \cdot (10\%) \quad (2.18)$$

$$G_{lm} = 1118,216 \text{ kcal / h}$$

2. Majorations dues au réseau de reprise

Les gaines de reprise étant en dépression, il n'y aura plus fuite mais entrée d'air et donc, en général, simultanément gains sensibles et latents, ceux-ci comme les gains dus au réchauffement de l'air influent évidemment uniquement sur le bilan total de l'installation et leur importance pourra être évaluée.

2.1. Majoration due au ventilateur de reprise

On prendra un ventilateur identique au ventilateur de soufflage excepté le fait qu'il soit en amont de la batterie froide, on aura donc également 10,35 % mais cette fois-ci des gains totaux.

2.2. Majoration due au réchauffement dans les gaines de reprise

On obtiendra la même majoration que pour les gaines de soufflage sauf pour le coefficient de correction C_c (voir tableaux de la courbe n°1), on aura :

$$\Delta T = T_{\text{comble}} - T_{\text{gaine}} = 35 - 22 = 13^\circ\text{C}$$

Donc :

$$C_c = 1,018 \times 0,842 = 0,857.$$

D'où le pourcentage : $3,71 \times 0,857 = 3,18\%$.

2.3. Majoration due à l'entrée d'air dans la gaine de reprise

En se référant à [8], pour les gaines situées à l'extérieur du local conditionné on aura environ 2 % de majoration.

Les gains sensibles totaux sont égaux à la somme des gains sensibles majorés et des gains sensibles de l'air neuf:

$$G_{st} = G_{sm} + G_{(e,s)} \quad (2.19a)$$

$$G_{st} = 73784,11 + 9285,9 = 83070,01 \text{ kcal / h} \quad (2.19b)$$

Les gains latents totaux sont égaux à la somme des gains latents majorés et des gains latents de l'air neuf :

$$G_{lt} = G_{lm} + G_{(e,l)} \quad (2.20a)$$

$$G_{lt} = 1118,216 + 20193,86 = 21312,076 \text{ kcal / h} \quad (2.20b)$$

Les gains totaux sont la somme des gains sensibles totaux et des gains latents totaux:

$$G_t = G_{st} + G_{lt} \quad (2.21a)$$

$$G_t = 104382,086 \text{ kcal / h} \quad (2.21b)$$

Enfin les gains totaux majorés sont :

$$G_{tm} = G_t + G_t \cdot \left(\frac{G_s}{G_t} \times 3,18 \% \right) + G_t \times 12,35 \% \quad (2.22a)$$

$$G_{tm} = G_t \times 1,141 \quad (2.22b)$$

$$G_{tm} = Q_f = 119143,9064 \text{ kcal / h} = 138,47 \text{ kW} \quad (2.22c)$$

Ce résultat représente la puissance frigorifique totale de l'installation.

V - Détermination des débits d'air soufflé

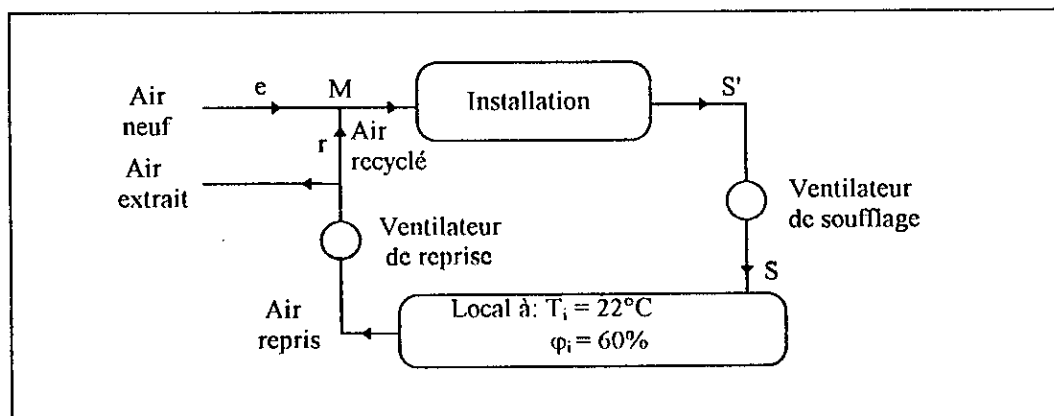


Fig. 2.4: Schéma simplifié de l'installation de climatisation.

Nous soufflons à 14°C car c'est la plus faible température qui permet d'avoir les conditions

d'humidité requises sans buter sur la courbe de saturation du diagramme psychrométrique, ceci est bien représenté sur la figure (2.5).

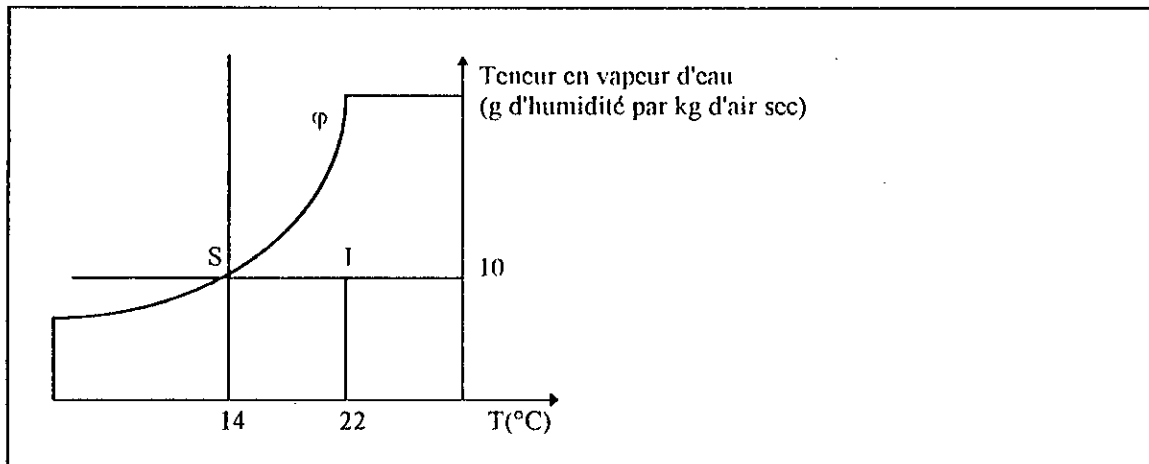


Fig. 2.5: Représentation du point de soufflage sur le diagramme psychrométrique.

1. Détermination du point de soufflage S

1.1. Bilan d'humidité

Le bilan d'humidité est donné par l'équation suivante:

$$\dot{W} = \dot{m}_s \cdot (x_i - x_s) \quad (2.23)$$

\dot{W} : Quantité d'eau à éliminer en (g/h).

\dot{m}_s : Débit d'air soufflé en kg / h.

x_i : Teneur en eau de l'air du local.

x_s : Teneur en eau de l'air soufflé.

$$\text{D'autre part : } \dot{W}_i = G_{li} / L_v \quad (2.24)$$

G_{li} : gains latents de chaque local.

L_v : Chaleur latente de vaporisation qu'on prendra égale à 590 kcal/ kg d'eau.

1.2. Bilan thermique

Le bilan thermique est formulé par l'équation suivante:

$$Q_f = m_s \cdot (H_i - H_s) \quad (2.25)$$

Q_f : Charge frigorifique ($G_{\text{internes}} + G_{\text{transmission}}$)

H_i : L'Enthalpie de l'air du local

H_s : L'Enthalpie de l'air soufflé

$$Q_f / \dot{W} = \frac{H_i - H_s}{x_i - x_s} = \frac{\Delta H}{\Delta x} \quad (2.26)$$

Ce rapport représente la pente d'une droite sur le diagramme (H, x); le point d'intersection de cette droite avec celle dont l'abscisse correspond à $T_s = 14^\circ\text{C}$, donne le point de soufflage S.

Etat de l'air intérieur:

$$T_i = 22^\circ\text{C}.$$

$$\varphi_i = 60\%.$$

ce qui donne:

$$H_i = 11,2 \text{ kcal / kg d'air humide.}$$

$$x_i = 10 \text{ g d'eau / kg d'air sec.}$$

Etat de l'air extérieur:

$$T_e = 35^\circ\text{C}.$$

$$\varphi_e = 60\%.$$

$$H_e = 21,4 \text{ kcal / kg d'air humide.}$$

$$x_e = 21,5 \text{ g d'eau / kg d'air sec.}$$

On obtiendra ainsi pour chaque local: \dot{W}_i , Q_{fi} et le rapport:

$$Q_{fi} / \dot{W}_i = \Delta H_i / \Delta x_i \quad (2.27)$$

Ainsi de la manière explicité plus haut sur le diagramme (H, x) on obtient les points de soufflage pour les 7 locaux.

Tableau 2.4: Caractéristiques de soufflage en été.

	Local 1	Local 2	Local 3	Local 4	Local 5	Local 6	Local 7
\dot{W}_i [kg d'eau / h]	0,312	0,156	0,156	0,156	0,473	0,312	0,156
Q_f [kcal/ h]	10560,25	681,7	821,06	829,56	26202,12	18801,91	1944,89

\dot{Q}_r/W_i [kcal/ kg d'eau]	33,85	4,37	5,26	5,32	55,39	60,26	12,47
H_s [kcal/kg d'air humide]	9,3	8,8	8,8	8,8	9,3	9,3	9,05

On choisit maintenant un point de soufflage S qui représente la moyenne des points de soufflage de chaque local tel que:

$$H_s = 9,3 \text{ kcal / kg d'air humide}$$

$$T_s = 14 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$x_s = 9,8 \text{ g / kg d'air sec}$$

$$\varphi_s = 98\%$$

2. Débits d'air soufflé

$$\dot{Q}_{fi} = \dot{m}_{si} (H_i - H_s) \quad (2.28)$$

$$\dot{m}_{si} = \frac{\dot{Q}_{fi}}{H_i - H_s} = \frac{\dot{Q}_{fi}}{1,9} \text{ (kg/h)} \quad (2.29)$$

Pour exprimer les débits en m^3/h il suffit de diviser par ρ_{air} ; la masse volumique de l'air qu'on prendra égale au voisinage de 22°C à $1,2 \text{ kg}/\text{m}^3$ [7].

Tableau 2.5: Débit d'air soufflé en été.

	Local 1	Local 2	Local 3	Local 4	Local 5	Local 6	Local 7
\dot{Q}_r [kcal/h]	10560,25	681,7	821,06	829,56	26202,12	18801,91	1944,89
Débit d'air soufflé [kg/h]	5558,03	358,79	432,14	436,61	13790,59	9895,74	1023,63
Débit d'air soufflé [m^3/h]	4631,69	298,99	360,11	229,79	11492,16	8246,45	853,02

$$\text{Le débit total } \dot{M}_s = \sum_{i=1}^7 \dot{m}_{si} = 31495,52 \text{ kg/h} = 26246,27 \text{ m}^3/\text{h} \quad (2.30)$$

Ce débit, comme nous le verrons ultérieurement, sera appelé à changer.

3. Détermination du point S'

Le point S' correspond à l'état de l'air à la sortie de l'installation avant de traverser le ventilateur de soufflage :

$G_{rés.sf}$: Gains dus au réseau de soufflage.

$$G_{rés.sf} = \dot{m}_s \cdot (H_s - H_{s'}) \quad (2.31)$$

$$G_{rés.sf} = G_{sensibles} \cdot 25,43\% + G_{latents} \cdot 10\% = 15060,84 \text{ kcal /h} \quad (2.32)$$

Donc:

$$H_{s'} = 8,82 \text{ kcal /h.}$$

$$x_{s'} = 9,8 \text{ g / kg d'eau.}$$

En se référant au diagramme psychrométrique on remarque que le point S' se trouve au-dessus de la courbe de saturation, c'est à dire que son humidité relative est supérieure à 100%, ce qui est impossible.

Dans ce cas on choisira le point S' tel que :

$$x_s = x_{s'} \text{ et } H_{s'} \geq 9,3 \text{ kcal /h ; cela correspond à une humidité } \varphi_{s'} \leq 98\%.$$

Dans ces conditions on aura:

$$H_{s'} = 9,3 \text{ kcal / h et } x_{s'} = x_s = 9,8 \text{ g /kg d'eau.}$$

Donc:

$$H_s = 9,8 \text{ kcal /h.}$$

$$x_s = 9,8 \text{ g /kg.}$$

Ce qui nous donne les caractéristiques:

$$T_s = 16,25^\circ\text{C.}$$

$$\varphi_s = 85\%.$$

Calculons les nouveaux débits pour chaque local à partir de ces nouvelles valeurs:

$$\dot{m}'_{si} = \frac{Q_{ri}}{H_i - H_s} = \frac{Q_{ri}}{1,4} \text{ (kg /h)} \quad (2.33)$$

Tableau 2.6: Nouveaux débits d'air soufflé en été.

	Local 1	Local 2	Local 3	Local 4	Local 5	Local 6	Local 7
Q_r [kcal /h]	10560,25	681,7	821,06	829,56	26202,12	18801,91	1944,89
Débit d'air soufflé [kg/h]	7543,03	486,93	586,47	592,54	18715,8	13429,93	1389,21

Débit d'air soufflé [m ³ /h]	6285,86	405,77	488,72	493,78	15596,5	11191,61	1157,67
---	---------	--------	--------	--------	---------	----------	---------

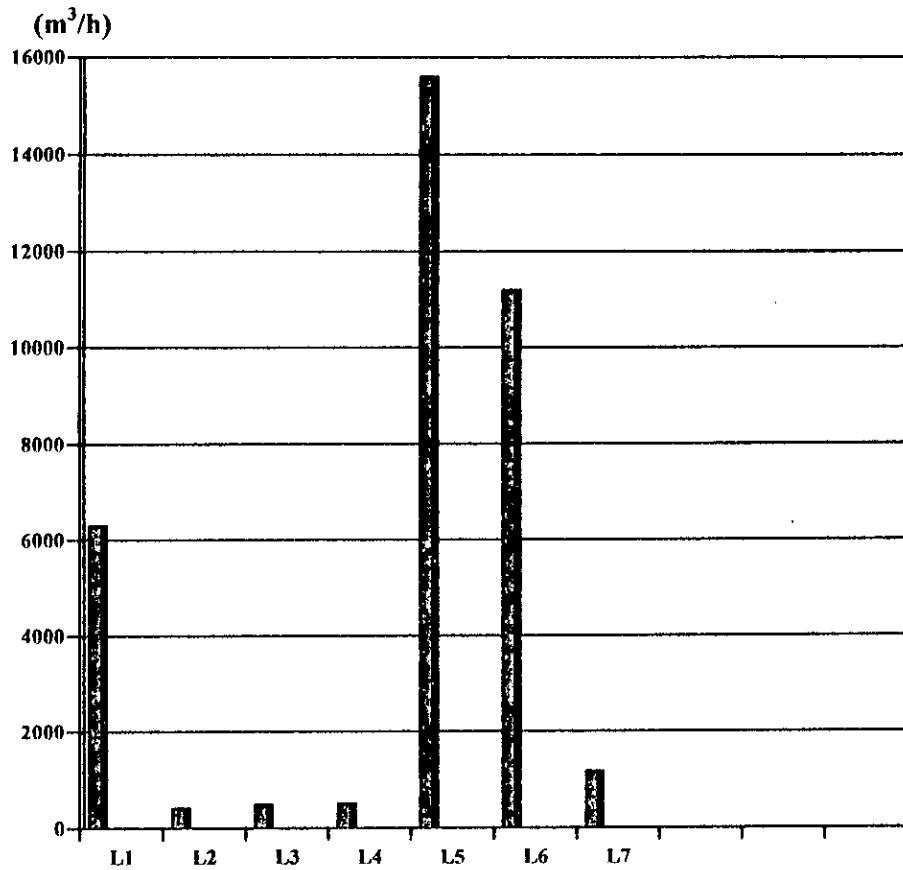


Fig. 2.6: Histogramme des débits d'air soufflé en été.

$$\text{Le nouveau débit total } \dot{M}'_s = \sum_{i=1}^7 \dot{m}'_{si} = 42743,91 \text{ kg /h} = 35619,92 \text{ m}^3/\text{h} \quad (2.34)$$

A partir de ce nouveau débit:

$$H_{s'} = H_s - G_{\text{rés.sf}} / \dot{M}'_s = 9,45 \text{ kcal /h} \quad (2.35)$$

Donc:

$$H_{s'} = 9,45 \text{ kcal /h.}$$

$$x_{s'} = x_s = 9,8 \text{ g / kg d'eau.}$$

Nous donne:

$$T_{s'} = 14,5^\circ\text{C.}$$

$$\varphi_{s'} = 95\%.$$

4. Détermination du point de mélange M

A partir de la figure 2.4 , il vient:

$$H_M = \frac{\dot{M}_e \cdot H_e + (\dot{M}_s - \dot{M}_e) \cdot H_i}{\dot{M}_s} \quad (2.36)$$

Les indices i et e correspondent respectivement à l'air du local et l'air extérieur.

$$\dot{M}_e = \sum_{i=1}^7 4 \times 4,2 \times S_i = 2480,21 \text{ m}^3/\text{h} = 2976,25 \text{ kg/h} \quad (2.37)$$

$$H_e = 21,4 \text{ kcal/h}$$

$$H_i = 11,2 \text{ kcal/h}$$

On obtient: $H_M = 11,91 \text{ kcal/kg}$

$$\text{De même : } x_M = \frac{\dot{M}_e \cdot x_e + (\dot{M}_s - \dot{M}_e) \cdot x_i}{\dot{M}_s} = 10,8 \text{ g/kg d'eau} \quad (2.38)$$

Ce qui nous donne sur le diagramme psychrométrique:

$$T_M = 23^\circ\text{C}.$$

$$\varphi_M = 62,5\%.$$

Le point de mélange "M" a donc les caractéristiques suivantes:

$$H_M = 11,91 \text{ kcal/h}.$$

$$x_M = 10,8 \text{ g/kg d'eau}.$$

$$T_M = 23^\circ\text{C}.$$

$$\varphi_M = 62,5\%.$$

Bilan thermique

2^{ème} partie: L'hiver

I - Conditions de base

Le choix de l'équipement de chauffage est basé sur le calcul des déperditions calorifiques (pertes de chaleur) ; ces déperditions sont calculées pour la température de base hiver. A ce propos, on a choisi les conditions pour l'état de l'air extérieur en hiver comme suit :

$$T_e = 6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$\varphi_e = 70 \text{ } \%$$

Il est évidemment concevable de rencontrer des conditions atmosphériques plus sévères, mais cela étant assez improbable d'après les statistiques météorologiques de la région d'Alger, on a donc préféré choisir les conditions ci-dessus, qui par ailleurs donnent de bons résultats du point de vue bilan calorifique puisque notre bilan proprement dit ne prévoit que les déperditions calorifiques, ce qui est vraisemblablement un cas rarement rencontré ; puisque cela exige que tous les appareils électriques soient à l'arrêt, toutes les lumières éteintes, aucune personne à l'intérieur des locaux conditionnés, la tuyauterie de vapeur ainsi que les réservoirs soient à la température intérieure $T_i = 22 \text{ }^\circ\text{C}$, et si en plus de toutes ces suppositions on adopte une température extérieure de $6 \text{ }^\circ\text{C}$, il est clair que ceci représente un cas de figure des plus sévères ; qui nous permettra de déterminer la puissance calorifique maximale de l'installation.

Aussi, pour toute autre raison, un choix d'un état plus sévère de l'air extérieur impliquerait une puissance calorifique plus grande donc notre installation sera du point de vue dimensionnement, plus importante et du point de vue économique beaucoup plus coûteuse ; c'est à dire qu'elle sera surdimensionnée.

Ainsi les conditions de base hiver choisies nous permettent de dimensionner une installation qui satisfait aux exigences intérieures ; à savoir :

$$T_i = 22 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$\varphi_i = 60 \text{ } \%$$

Et cela pour n'importe quelles conditions hivernales rencontrées.

Procédons, maintenant, au calcul du bilan calorifique qui, comme il a été mentionné précédemment, se résume au calcul des déperditions par transmission à travers les différentes parois des locaux ainsi que les pertes dues au mélange de l'air d'apport et l'air recyclé, moyennant quelques majorations dues aux pertes de chaleur à travers les parois des gaines de soufflage et de reprise ; en somme on ne considérera aucune source de gains de chaleur.

Notre bilan aura donc la forme suivante :

$$P_c = (D_{tt} Z_s + D_{ett}) \times Z_r \times Z_D \quad (2.39)$$

avec :

P_c : Puissance calorifiques totale de l'installation.

D_{tt} : Pertes totales de tous les locaux.

D_{ett} : Déperditions de chaleur totales dues au mélange de l'air neuf et de l'air recyclé de tous les locaux.

Z_s : Majoration relative aux pertes de chaleur à travers les parois de la gaine de soufflage.

Z_r : Majoration relative aux pertes de chaleur à travers les parois de la gaine de reprise.

Z_D : Majoration relative à l'interruption de l'installation.

N.B : La démarche à suivre pour déterminer ces coefficients sera détaillée ultérieurement.

II - Déperditions de chaleur

1. Déperditions de chaleur par transmissions à travers les parois des locaux conditionnés

Ces déperditions s'écrivent sous la forme suivante :

$$D_t = \sum_j K_j \Delta T_j A_j \quad (2.40)$$

L'indice j se réfère au type de paroi considérée ; comme dans le calcul effectué pour le cas été, on distingue trois types de déperditions selon la paroi considérée :

- Déperditions à travers le faux plafond.
- Déperditions à travers le plancher.
- Déperditions à travers les cloisons.

A_j : représente la surface de la paroi.

K_j : Coefficient de transmission globale de chaleur de la paroi considérée, il est intrinsèque au matériau constituant la paroi, donc comme pour le cas été, on aura :

$K = 1,56 \text{ kcal /h.m}^2.\text{°C}$, pour toutes les cloisons.

$K = 2,74 \text{ kcal /h.m}^2.\text{°C}$, pour le faux-plafond.

$K = 2,39 \text{ kcal /h.m}^2.\text{°C}$, pour le plancher.

ΔT_j : C'est une différence de température, elle est déterminée comme suit ;

- pour les cloisons : $T_{\text{local}} - T_{\text{hall}}$.
- pour le faux plafond : $T_{\text{local}} - T_{\text{comble}}$
- pour le plancher : $T_{\text{local}} - T_{\text{vide sanitaire}}$

Pour calculer ΔT_j , on choisira approximativement la valeur de 10°C pour la température dans : le comble, le hall et le vide sanitaire. Cette approximation est assez réaliste puisque la température moyenne entre l'intérieur du local conditionné et le milieu extérieur (l'extérieur du bâtiment) est de l'ordre de 14°C ($T_i = 22^\circ\text{C}$ et $T_e = 6^\circ\text{C}$), en tenant compte des infiltrations et du phénomène de ventilation dans le comble, le vide sanitaire et le hall, il est clair que la température dans ces trois endroits sera inférieure à 14°C .

Donc on choisira finalement $\Delta T = 22 - 10 = 12^\circ\text{C}$, et cela est valable pour le calcul des déperditions par transmission à travers les cloisons, à travers le faux-plafond et à travers le plancher.

N.B : Nous reporterons plus loin, dans un tableau, toutes les valeurs de D_t pour chaque local.

2. Les déperditions de chaleur dues au mélange de l'air neuf et l'air recyclé

Comme on l'a expliqué dans la partie consacrée au calcul de la puissance frigorifique (le cas été), une quantité de l'air repris doit être renouvelée et cela pour évacuer les odeurs, la fumée ...ect. Cette opération s'effectue selon le cycle schématisé dans la figure (2.4).

La quantité d'air neuf introduite ayant les caractéristiques $T_e = 6^\circ\text{C}$ et $\varphi_e = 70\%$, se mélange avec l'air recyclé ($T_i = 22^\circ\text{C}$ et $\varphi_i = 60\%$), un échange de chaleur se produit.

En fait, dans ce cas on distingue deux types de déperditions :

- Les déperditions de chaleur sensibles dues à l'apport d'air extérieur D_{es} :

Elles s'expriment par la relation suivante :

$$D_{es} = \dot{m}_e C_p (T_i - T_e) \quad (2.41)$$

avec :

\dot{m}_e : débit d'air extérieur introduit.

C_p : la chaleur spécifique de l'air, elle est de l'ordre de 0,24 kcal / kg °C [7].

T_i : la température de l'air recyclé.

T_e : la température de l'air extérieur.

- Les déperditions de chaleur latentes dues à l'air extérieur D_{el} :

$$D_{el} = \dot{m}_e L_v (x_i - x_e) \quad (2.42)$$

\dot{m}_e : débit d'air extérieur introduit.

L_v : la chaleur latente de vaporisation de l'eau ; c'est la chaleur nécessaire pour vaporiser 1g d'eau, elle est de l'ordre de 0,59 kcal / g .

x_i : la teneur en eau de l'air recyclé.

x_e : la teneur en eau de l'air extérieur.

Remarque :

On a considéré que l'air recyclé avait les mêmes paramètres que l'air intérieur du local conditionné, c'est à dire que $T_{\text{air recyclé}} = T_i = 22^\circ\text{C}$ et $\phi_{\text{air recyclé}} = \phi_i = 60\%$, en fait le changement d'état de l'air dans les gaines de reprise est négligeable et les considérations ci-dessus n'influent en rien sur les résultats obtenus.

Les déperditions par transmission à travers les parois et celles dues à l'apport d'air extérieur sont représentés dans le tableau suivant :

Tableau 2.7: Pertes de chaleur par transmission et pertes dues à l'air extérieur en hiver.

	Local 1	Local 2	Local 3	Local 4	Local 5	Local 6	Local 7
Pertes par transmission à travers les cloisons D_{tr} [kcal / h]	1204,52	158,75	168,29	400,23	1177,86	1011,82	497,76
Pertes par transmission à travers le faux-plafond D_{fp} [kcal / h]	823,97	200,57	267,97	193,99	1481,24	1160,66	725,66

Pertes par transmission à travers le plancher D_p [kcal/h]	718,72	174,95	233,74	169,21	1292,03	1012,4	632,97
Pertes par transmission totales D_{pt} [kcal/h]	2747,21	534,27	670,00	763,43	3951,13	3184,88	1856,39
Pertes sensibles dues à l'air extérieur D_{se} [kcal/h]	1940,01	472,32	630,93	456,74	3487,52	2732,73	1708,55
Pertes latentes dues à l'air extérieur D_{le} [kcal/h]	1713,93	417,28	557,4	403,52	3081,09	2417,27	1509,45
Pertes totales dues à l'air extérieur D_e [kcal/h]	3653,94	889,6	1188,33	860,26	6568,61	5147,00	3218,00

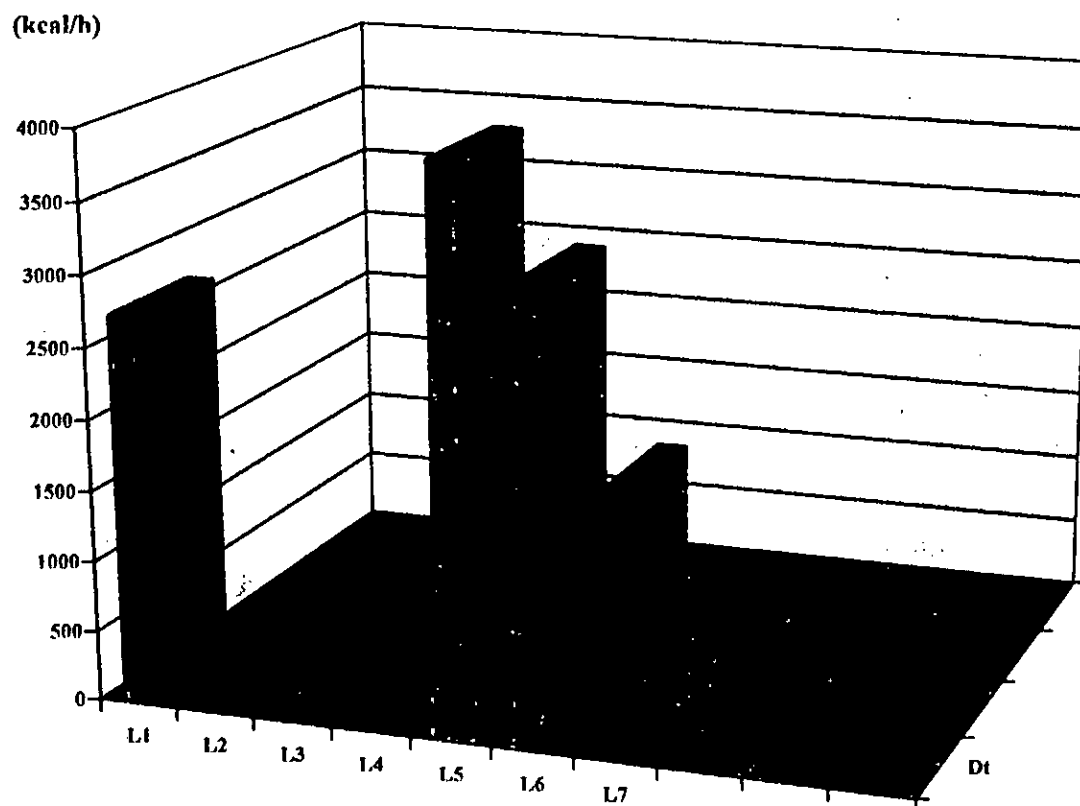


Fig. 2.7: Histogramme des pertes de chaleur dans les locaux en hiver.

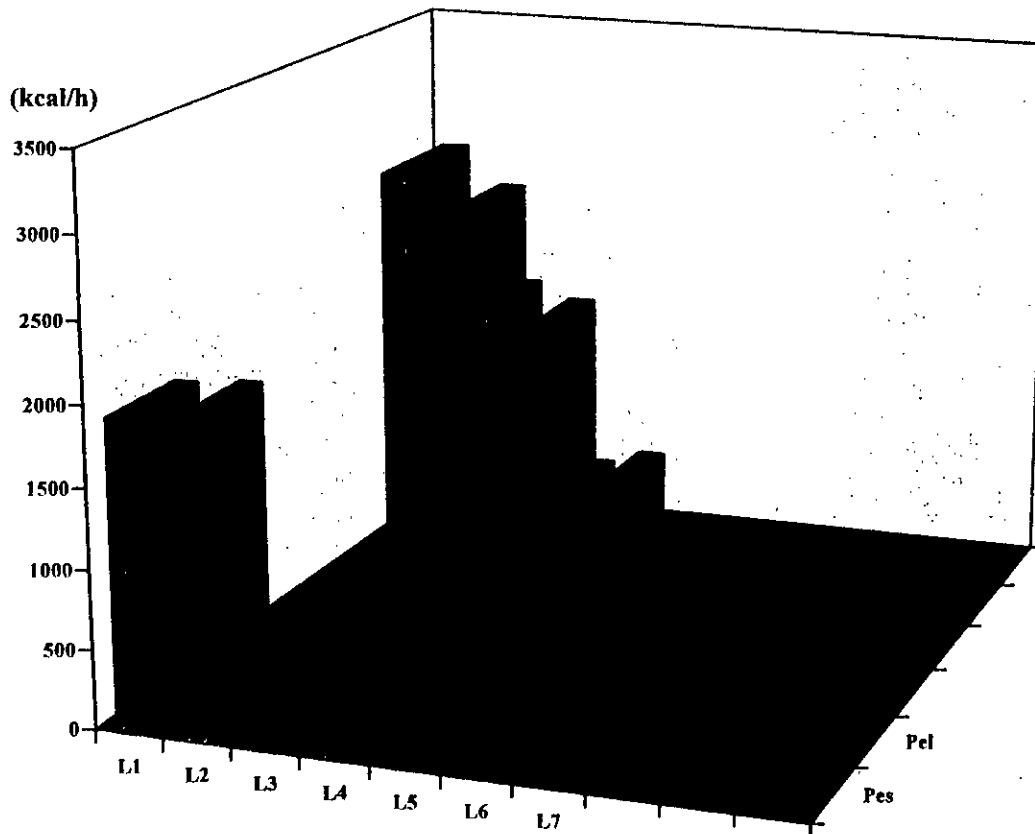


Fig. 2.8: Histogramme des pertes de chaleur dues à l'air neuf.

III - Détermination du point de soufflage S et du point de mélange M

1. Détermination du point de soufflage S

L'air soufflé doit compenser simultanément les pertes sensibles et latentes dans le local, donc le bilan thermique ci-dessous doit être vérifié :

$$D_t = \dot{m}_s (H_s - H_i) \quad (2.43)$$

\dot{m}_s : débit d'air soufflé.

H_s : l'Enthalpie de l'air soufflé.

H_i : l'Enthalpie de l'air du local ; elle est déterminée d'après le diagramme psychrométrique pour $T_i = 22 \text{ °C}$ et $\varphi_i = 60 \%$, sa valeur est de l'ordre de $11,2 \text{ kcal / kg}$.

D_t : les déperditions totales (sensibles et latentes) du local.

Les débits de l'air soufflé pour chaque local, sont les mêmes que ceux déterminés pour l'option été, cela est clair puisque c'est le même ventilateur de soufflage qui est utilisé en hiver comme en été, ainsi la seule inconnue de l'équation précédente serait , H_s d'où :

$$H_s = \frac{D_t}{m_s} + H_i \quad (2.44)$$

Les valeurs de H_s pour chaque local sont présentées dans le tableau 2.8 .

Pour déterminer la température de soufflage T_s , il nous faut, en plus de H_s , un autre paramètre de l'état de l'air soufflé, ceci afin d'utiliser le diagramme psychrométrique. Déterminons la teneur en eau de l'air soufflé x_s .

On sait que l'air soufflé doit compenser les pertes de chaleur latentes du local donc l'état de l'air doit vérifier le bilan d'humidité suivant :

$$D_{ll} = \dot{m}_s \cdot L_v (x_s - x_i) \quad (2.45)$$

L_v : la chaleur latente de vaporisation de l'eau.

\dot{m}_s : débit d'air soufflé.

x_i : la teneur en eau de l'air du local conditionné.

x_s : la teneur en eau de l'air soufflé.

Or, dans notre cas les déperditions latentes sont nulles, d'où :

$$x_s = x_i = 10 \text{ g/ kg d'eau.}$$

Le tableau ci-dessous donne les valeurs calculées de l'enthalpie de l'air soufflé H_s pour chaque local :

Tableau 2.8: Caractéristiques de l'air soufflé en hiver.

	Local 1	Local 2	Local 3	Local 4	Local 5	Local 6	Local 7
Le débit de l'air soufflé \dot{m}_s [m ³ / h]	6285,86	405,77	488,72	493,78	15596,5	11191,61	1157,67
Les déperditions totales par transmission D_t [kcal/ h]	2747,21	534,27	670,00	763,43	3951,13	3184,88	1856,39
L'enthalpie de l'air soufflé H_s [kcal/ kg]	11,56	12,30	12,34	12,49	11,41	11,44	12,50

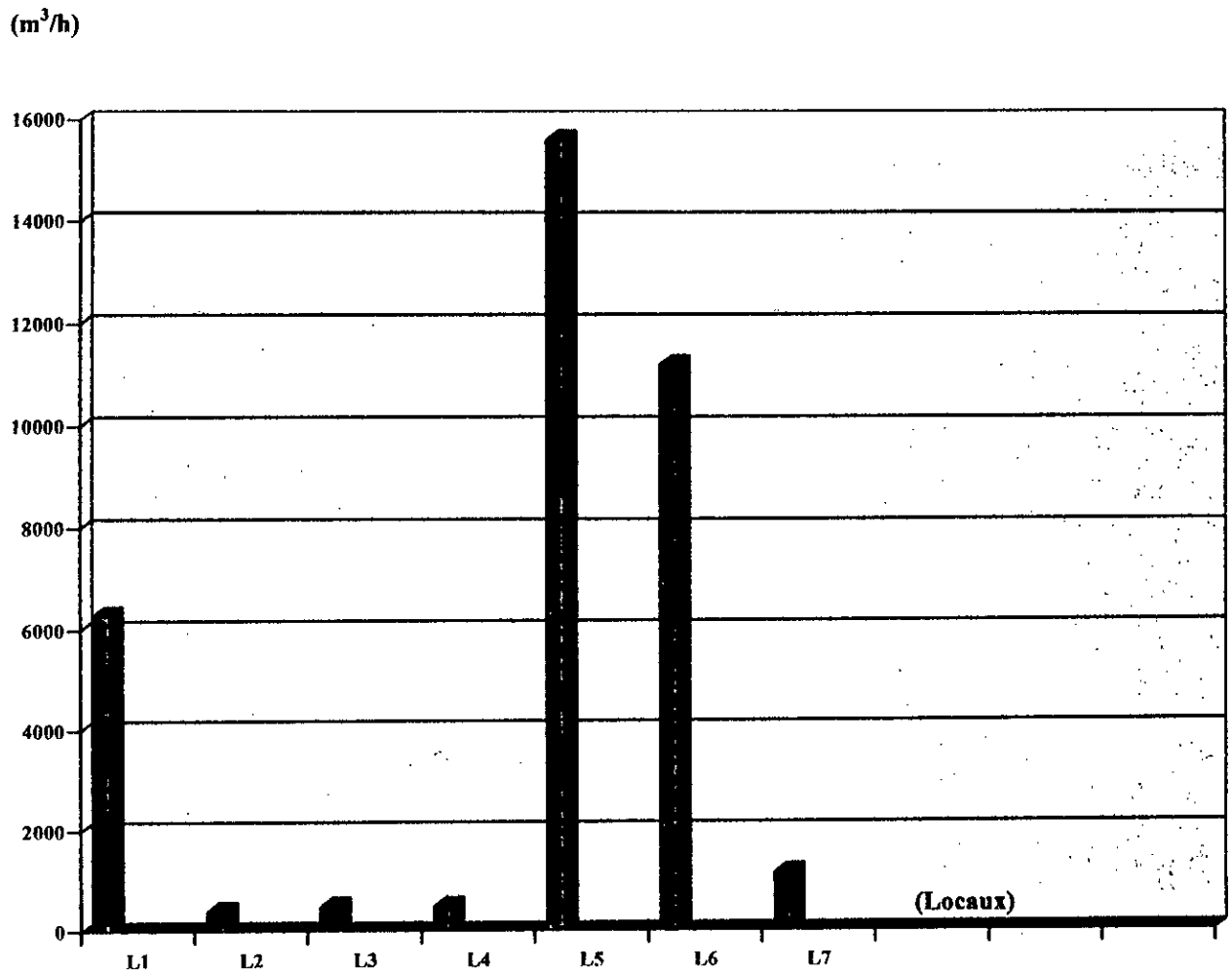


Fig. 2.9: Débits d'air soufflé en hiver.

Il est évident qu'on doit avoir une seule valeur de H_s puisque l'air soufflé dans chaque local étant traité en même temps et par la même centrale. On choisira donc H_s de façon à ce que les conditions internes en ce qui concerne les locaux de plus stricte exigence; c'est à dire les locaux : polyvitamines, solution à usage interne et solution à usage externe, soit plus ou moins satisfaites, par conséquent, on prendra la valeur moyenne de H_s pour ces trois locaux.

Donc :

$$H_s = \frac{11,56 + 11,41 + 11,44}{3}$$

$$H_s = 11,5 \text{ kcal/ kg}$$

d'où l'état de l'air soufflé :

$$H_s = 11,5 \text{ kcal/ kg}$$

$$x_s = 10 \text{ g/ kg}$$

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

$$\varphi_s = 50,6 \%$$

2. Détermination du point de mélange M

Un échange de chaleur a lieu entre l'air recyclé et l'air d'apport (ou air extérieur), ainsi l'air du mélange tend vers un état d'équilibre caractérisé par le point M par conséquent l'air de la chambre de mélange doit vérifier les deux équations de bilan :

$$\dot{M}_M \cdot H_M = \dot{M}_e \cdot H_e + \dot{M}_r \cdot H_r \quad (2.46)$$

$$\dot{M}_M \cdot x_M = \dot{M}_e \cdot x_e + \dot{M}_r \cdot x_r \quad (2.47)$$

avec:

\dot{M}_M : Débit total d'air sortant de la chambre de mélange.

\dot{M}_e : Débit total d'air extérieur entrant dans la chambre de mélange.

\dot{M}_r : Débit total d'air recyclé entrant de la chambre de mélange.

H_M : Enthalpie de l'air de la chambre de mélange.

H_e : Enthalpie de l'air extérieur.

H_r : Enthalpie de l'air recyclé.

x_M : Teneur en eau de l'air de la chambre de mélange.

x_e : Teneur en eau de l'air extérieur.

x_r : Teneur en eau de l'air recyclé.

Comme il a été susmentionné, on prendra $x_r = x_i = 10 \text{ g/ kg}$ et $H_r = H_i = 11,2 \text{ kcal / kg}$.

Etant donné la température de bulbe sec et l'humidité relative de l'air extérieur, respectivement, $T_e = 6^\circ\text{C}$ et $\varphi_e = 70 \%$, en utilisant le diagramme psychrométrique, on obtient les deux autres paramètres à savoir ; l'enthalpie $H_e = 11,2 \text{ kcal / kg}$ et la teneur en eau $x_e = 4,25 \text{ g/ kg}$.

\dot{M}_M représente le débit d'air introduit dans la chambre de mélange, donc c'est le débit d'air traité par notre groupe de climatisation par conséquent \dot{M}_M est égal aux débit total d'air soufflé \dot{M}_s .

\dot{M}_r représente le débit d'air recyclé c'est à dire la quantité de l'air repris qui sera réintroduite dans la chambre de mélange, donc \dot{M}_r sera égal au débit d'air dans la chambre de mélange moins le débit d'air d'apport \dot{M}_c .

Les débits \dot{M}_M , \dot{M}_s , \dot{M}_r et \dot{M}_c ont été déterminés dans la première partie de ce chapitre.

En remplaçant les valeurs connues des différents paramètres dans l'équation du bilan (2.36), on obtient l'enthalpie de l'air de la chambre de mélange : $H_M = 10,7 \text{ kcal/ kg}$.

De même, en utilisant l'équation (2.38), on obtient la teneur en eau : $x_M = 9,6 \text{ g/ kg}$.

D'où l'état de l'air dans la chambre de mélange :

$$H_M = 10,7 \text{ kcal/ kg}$$

$$x_M = 9,6 \text{ g/ kg}$$

$$T_M = 21,75^\circ\text{C}$$

$$\varphi_M = 60,25 \%$$

IV - Les pertes de chaleur dans le réseau de gaines de soufflage et de reprise

De la même manière que pour le cas été, on calculera ces pertes sous forme de majorations des pertes totales, on aura donc à calculer :

* Deux majorations pour le réseau de soufflage, à savoir :

- Une majoration qui tient compte du refroidissement de l'air dans les gaines de soufflage.
- Une autre majoration qui tient compte des fuites dans les gaines.

* Deux majorations pour le réseau de reprise :

- Une majoration due au refroidissement de l'air dans les gaines de reprise.
- Une majoration due à l'entrée d'air et non pas aux fuites puisque les gaines de reprise sont en dépression.

On ne prendra pas en compte les majorations dues aux ventilateurs de soufflage et de reprise, puisque cela représenterait un gain de chaleur, or, comme il a été précédemment mentionné, dans notre bilan calorifique on ne doit tenir compte que des pertes de chaleurs et ceci dans le

but de dimensionner une centrale capable de satisfaire aux exigences quelles que soient les conditions extérieures.

Pour déterminer ces différentes majorations, nous utiliserons la courbe n°1 moyennant quelques corrections propres à notre cas.

1. Les pertes de chaleur dans le réseau de gaines de soufflage

Pour utiliser la courbe n°1, il nous faut déterminer les pertes sensibles de l'ensemble des locaux, dans notre cas cela se résume à calculer la somme des déperditions par transmission à travers les parois de tous les locaux, on notera cette quantité D_{tl} , donc :

$$D_{tl} = \sum_i D_{ti} = 13707,31 \text{ Kcal/h} \quad (2.48)$$

En utilisant cette valeur ainsi que les données suivantes, on peut déterminer la majoration due au refroidissement dans les gaines de soufflage :

- vitesse de l'air dans la gaine $V = 7 \text{ m/s}$.
- Température intérieure $T_i = 22 \text{ °C}$.
- Température dans le comble (température du milieu par où est acheminé le réseau de gaine) $T_c = 10 \text{ °C}$, donc $\Delta T = T_s - T_c = 23 - 10 = 13 \text{ °C}$.
- Température de soufflage $T_s = 23 \text{ °C}$.

La vitesse $V = 7 \text{ m/s}$ de l'air dans la gaine principale de soufflage, est un choix se rapportant au niveau sonore recommandé de l'installation ainsi qu'à d'autres restrictions qui seront détaillées dans le chapitre consacré au calcul des réseaux de gaines.

Pour 30 mètres de gaines habillées (de 50 mm de laine de verre ou équivalent) on obtient une majoration de l'ordre de 9,2 % . La courbe n°1 étant établie pour des caractéristiques bien précises de l'air soufflé (cf. courbe n°1), on doit corriger cette majoration en utilisant deux coefficients :

C_{c1} : coefficient de correction relatif à la vitesse de l'air dans les gaines et à la différence de température ΔT .

C_{c2} : coefficient de correction relatif à la température intérieure du local conditionné.

Pour des données spécifiques à notre problème, on trouve :

$$C_{c1} = 1,0174 \quad \text{et} \quad C_{c2} = 0,842$$

Donc, les pertes dues au refroidissement dans les gaines de soufflage exprimées en pourcentage des pertes sensibles de tous les locaux seront évaluées à :

$$r = 9,2 \cdot C_{c1} \cdot C_{c2} = 7,88 \%$$

En ce qui concerne les pertes dues aux fuites dans les gaines de soufflage, on admettra une majoration $f = 10 \%$ des pertes totales (sensibles et latentes) de tous les locaux, or, dans notre cas, les pertes latentes sont nulles, donc, les pertes totales seront égales aux pertes sensibles ce qui nous permet de regrouper les deux majorations r et f , et de calculer la majoration totale Z_s due au pertes de chaleur dans le réseau de soufflage :

$$Z_s = r + f = 17,88 \%$$

Z_s est une majoration à appliquer aux pertes sensibles de tous les locaux D_{lt} .

2. Les pertes de chaleur dans le réseau de gaines de reprise

De même que pour le réseau de soufflage, on utilisera la courbe n°1 pour déterminer la majoration due au refroidissement de l'air dans la gaine de reprise. Pour les caractéristiques suivantes de l'air repris :

- Vitesse de l'air dans la gaine de reprise $V = 7 \text{ m/s}$.
- Température de l'air repris $T_r = T_i = 22 \text{ °C}$.
- Température dans le comble $T_c = 10 \text{ °C}$, donc $\Delta T = T_r - T_c = 22 - 10 = 12 \text{ °C}$.
- Température intérieure (dans le local conditionné) $T_i = 22 \text{ °C}$.

Il est clair que, par rapport au réseau de soufflage, seul le coefficient C_{c1} sera différent et d'après la table de correction de la courbe n°1, pour une vitesse $V = 7 \text{ m/s}$ et un $\Delta T = 12 \text{ °C}$, on obtient :

$$C_{c1} = 0,9426.$$

Donc, la majoration due au refroidissement de l'air dans la gaine de reprise sera :

$$r = 9,2 \cdot C_{c1} \cdot C_{c2} = 7,3 \%$$

D'après une méthode de calcul détaillée dans la référence [8], la majoration r doit être, dans ce cas, multipliée par le rapport des pertes sensibles de tous les locaux D_{lt} sur le bilan calorifique BTH (sachant que $BTH = (D_{lt} \times Z_s) + D_{elt}$ avec : pertes totales (sensibles et latentes) dues à l'air d'apport), le résultat obtenu est la majoration recherchée qui devra être appliquée au bilan calorifique BTH.

On admettra la valeur $t = 2 \%$, pour la majoration due à l'entrée d'air dans la gaine de reprise

(voir paragraphe IV.2.3 de la première partie) qui devra aussi être appliquée au bilan calorifique BTH, donc, de même que pour le soufflage, on pourra regrouper les deux majorations, comme suit :

$$Z_r = t + r \times \frac{D_{it}}{D_{it} \times Z_s + D_{ett}} \quad (2.49a)$$

Sachant que D_{ett} représente les déperditions de chaleur totales dues au mélange de l'air d'apport et de l'air recyclé de tous les locaux, c'est à dire que:

$$D_{ett} = \sum_i D_{et,i} = 21525,74 \text{ kcal/h.}$$

$$\text{d'où : } Z_r = 2 + 7,3 \times \frac{13707,31}{13707,31 \times 1,1788 + 21525,74} = 4,65 \% \quad (2.49b)$$

Cette majoration sera appliquée au bilan calorifique total BTH.

V - Majoration Z_D pour interruption d'exploitation et compensation des parois extérieures froides

Après des réductions et des interruptions d'exploitation, la remontée en température des locaux n'est possible que grâce à des fournitures de chaleur momentanément accrues, ainsi pour assurer une montée en température uniforme, on prévoit une majoration Z_u de la puissance calorifique totale de l'installation. D'autre part le confort de l'homme dans un local ne dépend pas seulement de la température de l'air, mais également de la température moyenne de l'enveloppe de ce local, pour remédier à ce phénomène on prévoit une autre majoration Z_A de la puissance calorifique.

Ces deux majorations peuvent être regroupées en une seule quantité $Z_D = Z_u + Z_A$ donnée par la table 10 en fonction du mode d'exploitation et d'un coefficient D qui représente, physiquement, la perméabilité moyenne de l'ensemble des éléments de l'enveloppe du local, c'est à dire qu'un coefficient D élevé signifie un mauvais isolement calorifique par contre un petit coefficient D indique un bon isolement calorifique et une faible proportion de surfaces extérieures cédant de la chaleur par rapport aux surfaces d'enveloppe des locaux.

Le coefficient D se calcule par la formule suivante :

$$D = \frac{D_{it}}{S_{tot}} \times \Delta T \quad (2.50a)$$

avec :

D_{lt} : Pertes totales (sensibles et latentes) de tous les locaux.

S_{tot} : Surface totale de toutes les enveloppes (les parois) des locaux, donc des cloisons, du plancher et du plafond.

ΔT : la différence de température l'air intérieur du local et l'air dans le comble , dans le hall ou dans le vide sanitaire ; qui a été déjà évaluée à 12°C (voir paragraphe 1).

En utilisant le plan, et après calcul on obtient : $S_{tot} = 660,912 \text{ m}^2$.

$$D'ou : D = \frac{13707,31}{660,912 \times 12} = 1,728 \quad (2.50b)$$

D'après la table10, pour $D = 1,728$ et pour un mode d'exploitation III (interruption journalière de fourniture de chaleur d'une durée de 12 à 16 heures), on obtient la valeur de 15 % pour la majoration Z_D .

Finalement, on peut déterminer la puissance calorifique totale de l'installation :

$$P_c = (D_{lt} \times Z_s + D_{elt}) \times Z_r \times Z_D \quad (2.51a)$$

$$P_c = (13707,31 \times 1,1788 + 21525,74) \times 1,0465 \times 1,15$$

$$P_c = 45353,94 \text{ kcal/ h} = 52,71 \text{ kW} \quad (2.51b)$$

Chapitre 3

Réseaux de gaines

1. Généralités

Les réseaux de gaines de ventilation et de climatisation ont pour but d'assurer le transport de l'air et de le répartir de manière à satisfaire les conditions intérieures des locaux. Pour accomplir cette fonction l'installation doit être calculée en tenant compte de certaines sujétions, telles que l'encombrement, les pertes de charges, la vitesse de soufflage, le niveau sonore, le prix de revient et les frais d'exploitation.

On distingue deux types de réseaux selon la vitesse de l'air adoptée dans le tronçon principale :

- installation à faible vitesse ; la limite supérieure se situe vers 6 à 8 m/s.
- installation à haute vitesse ; la limite supérieure se situe vers 25 m/s.

(On peut, pour des installations industrielles, adopter des vitesses encore plus grandes).

Dans le réseau lui même les vitesses diminuent par palier, pour atteindre leurs plus faibles valeurs aux bouches de diffusion.

Les réseaux de distribution d'air sont aussi divisés en trois catégories relatives à la pression (basse, moyenne et haute), ces catégories correspondent aux classes I, II et III des ventilateurs, et sont définies comme suit :

- Basse pression ; jusqu'à 100 mmCE (ventilateur classe I).
- Moyenne pression ; de 100 à 170 mmCE (ventilateur classe II).
- Haute pression ; de 170 à 300 mmCE (ventilateur classe III).

Ces pressions correspondent à la hauteur manométrique totale y compris les pertes de charge à travers le matériel de traitement d'air, le réseau de distribution et les diffuseurs d'air (bouches de soufflage).

L'espace réservé pour les gaines de soufflage et de reprise, ainsi que leur aspect, sont souvent des critères déterminants du tracé du réseau de distribution et imposent parfois le type de l'installation. On devra aussi, pour déterminer le meilleur système, considérer les frais

d'acquisition et les frais d'exploitation. Chaque cas est différent et doit faire l'objet d'une étude spéciale ; seuls des principes généraux peuvent être établis pour guider l'ingénieur dans le choix du système le plus approprié.

Avant de se lancer dans le calcul du réseau de gaines, il faudra déterminer le nombre et le type de bouches à utiliser et ce afin de pouvoir ventiler uniformément un local sans créer de vents coulis ; une bonne diffusion de l'air dépend des facteurs suivants :

La température

La différence de température maximale pouvant être tolérée entre deux points de la zone occupée est de 1°C. Pour un groupe de locaux, on peut admettre une différence de 1,5°C d'un local à un autre. Par ailleurs, on remarque davantage les fluctuations de température que le manque d'homogénéité. Ces fluctuations résultent habituellement du système de régulation employé. Lorsqu'elles sont accompagnées par des déplacements d'air, dont la vitesse est proche du maximum recommandé, les occupants peuvent en être incommodés.

La vitesse de l'air

Une vitesse de l'air trop importante dans la zone d'occupation ne peut être tolérée, le tableau suivant donne quelques valeurs recommandées des vitesses de l'air ainsi que les réactions des occupants à ces vitesses.

Tableau 3.1: Vitesse dans la zone d'occupation.

Vitesse cm/s	Réaction	Application recommandée
0 - 8	Air stagnant.	Aucune.
12	Favorable - Base idéale.	Toutes applications commerciales.
12 - 25	Assez favorable, mais 25 cm/s représente le maximum acceptable pour des personnes assises.	
32	Défavorable - Les papiers légers s'envolent.	Grands magasins et magasins de détail.
38	Limite supérieure pour personnes se déplaçant lentement - Favorable.	
38 - 150	Quelques installations industrielles - Favorable.	Climatisation d'usines. Valeurs supérieures pour refroidissement localisé.

Direction du soufflage

Un certain mouvement de l'air dans un local est souvent souhaitable et parfois même nécessaire, la figure ci-dessous représente l'orientation recommandée des courants d'air par rapport à une personne assise.

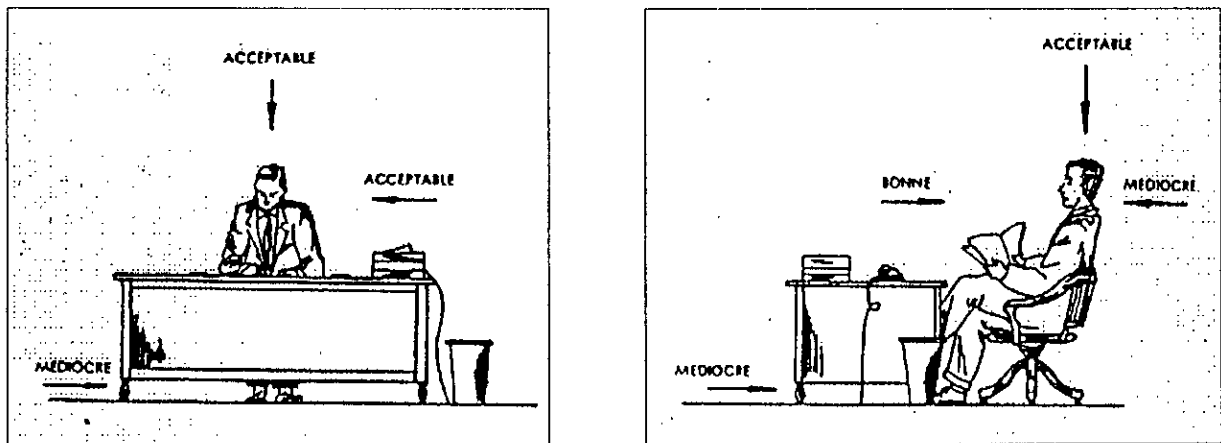


Fig. 3.1: Influence du sens de l'air.

Définissons quelques notions propres aux principes de la diffusion de l'air :

La portée

C'est la distance horizontale (pour des bouches au plafond, c'est la distance verticale) parcourue par une veine d'air sortant d'un diffuseur, elle est mesurée depuis le diffuseur jusqu'à un point du local où la vitesse est de 0,40 m/s. La portée est proportionnelle à la vitesse du jet d'air sortant du diffuseur, mais ne dépend pas de l'écart de température entre l'air de soufflage et l'air ambiant. Il n'est généralement pas nécessaire que la portée soit égale à la distance entre la bouche et la paroi opposée. On admet que la portée doit être égale aux $\frac{3}{4}$ de cette distance (sauf lorsqu'il existe des sources de chaleur localisées à proximité de cette paroi). Ces apports de chaleur peuvent provenir, soit d'équipements électriques, soit de l'ouverture des portes extérieures. Dans ce cas, la portée devra être plus longue et des précautions devront être prises pour éviter les courants d'air.

L'induction

L'air sortant de la bouche (air primaire) entraîne dans son mouvement une certaine quantité d'air du local (air secondaire). Ce phénomène est appelé "induction". La portée dépend de la

vitesse initiale et du taux d'induction. Celui-ci est fonction du périmètre de la bouche. Si l'on considère deux bouches de même section, celle de plus grand périmètre aura la portée la plus faible. Ainsi, pour un débit et une section donnés, une bouche unique circulaire donnera l'induction minimale et la portée maximale. Inversement une fente étroite et longue correspondra au maximum d'induction et au minimum de portée.

L'épanouissement des jets d'air

L'épanouissement du jet d'air est caractérisé par l'angle de diffusion à la sortie du diffuseur. On distinguera l'angle de diffusion horizontal et l'angle de diffusion vertical. Un diffuseur sans déflecteurs produit un angle de diffusion d'environ 18 à 20° dans les deux plans. La forme des déflecteurs influe sur l'angle de diffusion et la portée simultanément ; les déflecteurs convergents augmentent la portée d'environ 15%, l'influence des déflecteurs divergents sur l'angle de diffusion est très marquée de même que la portée qui dans ce cas est réduite de 50%.

Ainsi, pour obtenir une bonne diffusion de l'air, il faudra non seulement respecter les normes relatives à la vitesse de l'air et la direction de soufflage mais aussi prévoir un chemin aéraulique le plus efficace c'est à dire qu'il faudra déterminer l'emplacement des bouches qui favorisera un meilleur balayage du local.

En ce qui concerne notre projet, on est cerné par des restrictions qui en fait ne nous laissent pas un grand choix de solution. La meilleure solution serait de souffler par le plafond et d'extraire par le sol de cette façon il est clair que l'air soufflé atteindra le moindre recoin du local on obtiendra, ainsi, une très bonne homogénéité, mais, vu le caractère spécifique des locaux (laboratoire pharmaceutique) l'hygiène est un mot d'ordre qui doit être strictement respecté, de ce fait, on ne peut disposer les bouches de reprise au niveau du sol car cela constituerait de véritables collecteurs de poussière d'où risque de moisissure qui aurait évidemment des conséquences néfastes sur le matériel et les produits du laboratoire. On pourrait imaginer une méthode de reprise qui consiste à utiliser des gaines descendantes suspendues à environ 60 cm du sol et dont l'extrémité est perforée, constituant ainsi une sorte de bouche de reprise, cette solution évite, naturellement, l'accumulation des poussières dans les gaines. Mais, évidemment, l'inconvénient de cette méthode est l'encombrement, intolérable dans un local de ce genre, dû aux nombre de gaines nécessaires à l'extraction de l'air.

La seule solution à envisager serait de réaliser le soufflage et la reprise par le plafond à condition toutefois de disposer les bouches de soufflage le plus loin possible des bouches de reprise afin de permettre une bonne diffusion de l'air, la figure ci-dessous représente le mode de soufflage et de reprise recommandé :

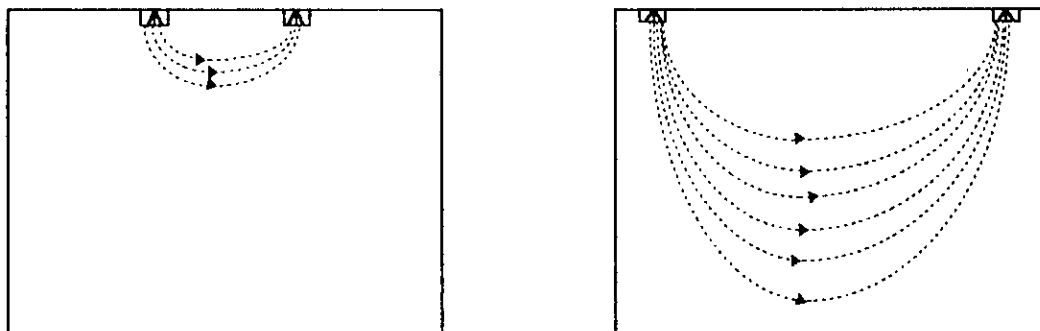


Fig. 3.2: Circulation de l'air dans deux locaux où les bouches de soufflage et de reprise sont rapprochées et éloignées.

Il faudra s'assurer, toutefois, que les critères d'une bonne diffusion à savoir ; la température et la vitesse de l'air soufflé, sont bien vérifiés.

Donc, ce mode de ventilation représente la solution la plus adéquate, vu les restrictions d'esthétique, d'hygiène et d'espace disponible pour l'acheminement des gaines. Cependant, en ce qui concerne les locaux n°1, n°5 et n°6 ; respectivement, l'atelier polyvitamines, l'atelier solution à usage interne et l'atelier solution à usage externe, on pourrait améliorer l'homogénéité de la température. Cela est possible en plaçant des grilles de reprise au dessus de chaque réservoir de solution qui représente, en fait, une source de chaleur imminente ; on peut vérifier cela en consultant les gains de chaleur dus aux réservoirs dans le bilan frigorifique. De cette façon, l'air chaud qui a tendance à remonter à cause de l'effet de sa densité, sera, immédiatement, évacué par les grilles de reprise. Cette disposition des grilles de reprise pourrait engendrer un inconvénient assez sérieux, vu le caractère architectural de ces trois locaux qui ont comme point commun d'avoir une mezzanine ; zone surélevée d'environ 2,20 m. Il est clair que la disposition de toutes les grilles de reprise au dessus des réservoirs pourrait empêcher la ventilation de la zone sous mezzanine et on aura affaire au phénomène de stratification des couches d'air chaud juste au dessus de la mezzanine générant ainsi des températures relativement élevées qui incommoderont les occupants dans cette zone.

Pour remédier à ce problème, il est conseillé d'acheminer une gaine de reprise horizontale sous la mezzanine, et de placer des grilles de reprise permettant la ventilation de cette zone.

Ainsi donc, en tenant compte de ces facteurs, ces exigences et ces solutions nous procédons au calcul des réseaux de gaines de soufflage et de reprise, en respectant les étapes suivantes :

- Détermination du type et du nombre de bouches à utiliser ainsi que leurs emplacements les plus favorables à une bonne diffusion de l'air.
- Schématisation des réseaux de gaines et détermination de l'artère principale avec sa longueur et les débits d'air dans les différents tronçons et accessoires.
- Calcul des dimensions des gaines.
- Calcul de la perte de charge totale.

2. Les bouches de soufflage et de reprise

2.1 Les bouches de soufflage :

L'air traité sera acheminé par un réseau de gaines rectangulaires en tôle habillées et fixées dans le comble. En ce qui concerne les diffuseurs ou bouches de soufflage, nous choisirons ceux du type plafonnier à induction interne ; l'induction dans ce cas se décompose en deux phases : induction à l'intérieur de la bouche et induction à l'extérieur, car pour ce type de bouches lorsque la pression de l'air primaire ou air de soufflage est suffisamment élevée l'air du local est induit dans le diffuseur par des ouvertures spéciales, il est mélangé avec l'air primaire et est refoulé ensuite dans le local sous une température plus faible. Le taux d'induction de ces bouches est élevé puisque l'air est introduit dans le local en plusieurs couches d'où la portée d'une veine d'air soufflé à travers ces bouches pour un débit donné sera relativement faible. De ce fait, on pourra se permettre d'utiliser des bouches de section assez importante et dont le débit d'air soufflé à travers celles-ci pourrait atteindre des valeurs relativement élevées.

Notre choix des bouches de soufflage devra donc tenir compte de deux facteurs très importants ; à savoir : la portée du soufflage qui ne doit pas être trop grande et le niveau sonore du réseau de soufflage. Cette dernière restriction nous limitera vis à vis du choix de la vitesse de soufflage au niveau des diffuseurs, le tableau 3.2 indique les plages de vitesses recommandées suivant les applications :

Tableau 3.2 : Les vitesses de soufflage recommandées.

Application	Vitesse (m/s)
Studios de radio	1,5 - 2,5
Pavillons	2,5 - 3,8
Appartements	2,5 - 3,8
Chambres d'hôtel	2,5 - 3,8
Théâtres	2,5 - 3,8
Bureaux privés (avec traitement acoustique)	2,5 - 3,8
Bureaux privés (sans traitement acoustique)	2,5 - 4,0
Cinémas	5,0
Bureaux communs	5,0 - 6,2
Grands magasins	
Niveaux supérieurs	7,5
Rez-de-chaussée	10,0

On choisira, donc, la vitesse de soufflage recommandée qui est de l'ordre de 2,5 m/s pour des bureaux privés avec traitement acoustique. La portée h_0 d'une veine d'air soufflé à travers ces bouches est donnée comme suit :

$$h_0 = 75\% \text{ de la hauteur sous plafond} = 4,2 \times 0,75 = 3,15 \text{ m.}$$

Ainsi, en utilisant les données ci-dessus et moyennant quelques conversions d'unités et quelques opérations d'interpolation sur la table 11 relative aux diffuseurs plafonniers, on peut, aisément, obtenir le débit maximal d'air soufflé pouvant être toléré au niveau d'un seul diffuseur. Connaissant le débit d'air soufflé nécessaire pour chaque local, on détermine le nombre de bouches minimal en s'assurant que le débit de soufflage au niveau de chaque diffuseur ne dépasse pas la valeur maximale calculée. En utilisant le débit calculé, pour un nombre de bouches minimal, on se situe sur la table 11 dans la plage correspondante du débit tout en respectant la plage de la vitesse de soufflage et celle de la portée, on obtient, de cette façon, le diamètre de la bouche à utiliser. La table suivante expose les résultats obtenus pour chaque local :

Le débit maximal de soufflage toléré au niveau d'un diffuseur, pour une vitesse de soufflage $V_s = 2,5 \text{ m/s}$ et une portée $h_0 = 3,15 \text{ m}$, est de $\dot{m}_{h(\max)} = 1545,665 \text{ cfm} = 2625,95 \text{ m}^3/\text{h}$.

Tableau 3.3 : Caractéristiques des bouches de soufflage.

	Débit d'air soufflé \dot{m}_s		N ^{bre} de diff.	Débit d'air soufflé au niveau d'un seul diffuseur		La vitesse de soufflage calculée		Diamètre du diffuseur	
	[cfm]	[m ³ /s]		[cfm]	[m ³ /s]	[fpm]	[m/s]	[in.]	[mm]
Local n°1	3699,930	6285,860	3	1233,31	2095,29	391,32	1,98	24	609,6
Local n°2	238,840	405,775	1	238,84	405,775	437,68	2,22	10	254
Local n°3	287,670	488,725	1	287,67	488,725	529,45	2,69	10	254
Local n°4	290,650	493,780	1	290,65	493,78	534,42	2,71	10	254
Local n°5	15596,500	9180,270	6	1530,04	2599,42	487,11	2,47	24	609,6
Local n°6	11191,610	6587,505	5	1317,50	2238,32	418,55	2,13	24	609,6
Local n°7	1157,625	681,420	2	340,71	578,81	434,28	2,20	12	304,8

2.2 Les grilles de reprise :

La vitesse de l'air chute très rapidement avec la distance à la grille. C'est dire que le choix de l'implantation d'une grille de reprise, demande beaucoup moins de précautions que celle d'une bouche de soufflage. Ceci explique également, que l'on puisse admettre sans inconvénient des vitesses frontales relativement élevées. Le déplacement de l'air vers la grille ne doit pas entraîner des vitesses supérieures à 25 cm/s. La figure suivante donne un exemple de la chute de la vitesse avec la distance à la grille, le débit aspiré est de $850 \text{ m}^3/\text{h}$ et la vitesse frontale est de $2,5 \text{ m/s}$:

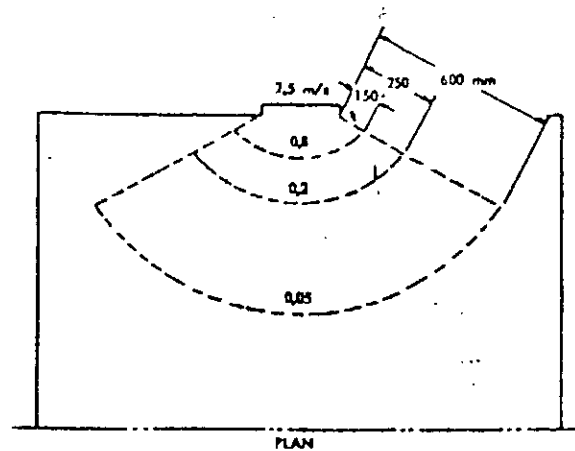


Fig. 3.3: Vitesse de l'air en fonction de la distance à la grille reprise.

Les vitesses de reprise d'air dépendent :

- De la perte de charge admissible.
- Des effets sur les occupants.

On pourra admettre les vitesses suivantes :

Tableau 3.4 : Les vitesses de reprise recommandées.

Implantation de la grille de reprise	Vitesse frontale (m/s)
Applications commerciales :	
Au dessus de la zone d'occupation	4 et au-dessus
Dans la zone d'occupation, pas trop près des sièges	3 à 4
Dans la zone d'occupation, à proximité des sièges	2 à 3
Sur les portes ou sur les murs	2,5 à 5
Espace sous les portes	3
Applications industrielles	4 et au-dessus
Applications résidentielles	2

De même que pour les bouches de soufflage, on détermine le nombre et les dimensions des grilles de reprise. Pour ce faire, on choisira la vitesse de reprise de 3,5 m/s, pour les locaux n°1, n°5 et n°6 on utilisera des grilles de reprise dont le débit d'air atteint les 600 m³/s au dessus de chaque réservoir de solution (voir paragraphe I page 42). D'après la table 12, ces grilles auront les dimensions de (16 × 6) in. c'est à dire (406,4 × 152,4) mm et la vitesse de l'air au niveau des grilles sera dans ce cas de l'ordre de 678,48 fpm donc 3,45 m/s et un niveau sonore NC de 32. Ainsi, connaissant le débit d'air repris de chaque local et en utilisant le table 12 relative aux grilles de reprise, on détermine le nombre minimal de grilles à utiliser pour chaque local ainsi que leurs caractéristiques (cf. table 12), en respectant la valeur du niveau sonore NC qui doit être comprise entre 30 et 40. Le tableau ci-dessous représente quelques valeurs du niveau sonore toléré pour différentes applications :

Tableau 3.5 : Les valeurs tolérées du niveau sonore NC.

Applications	Niveau sonore
Studios de radio	-
Salles de classe	NC 25 - 35
Appartements et chambres d'hôtels	NC 30 - 35
Dortoirs	NC 25 - 30
Salles de conférences	NC 25 - 30
salles de cinémas	NC 30 - 35
Hôpitaux	NC 25 - 30
Bibliothèques	NC 30 - 35
Bureaux privés	NC 30 - 40
Restaurants	NC 35 - 40

Les résultats des calculs concernant les grilles de reprise sont représentés dans le tableau récapitulatif suivant :

Tableau 3.6 : Caractéristiques des bouches de reprise.








	Débit d'air repris		N ^o de grill	Débit d'air au niveau de chaque grille		Vitesse de l'air au niveau de la grille		NC	La section de la grille		Les dimensions de la grille	
	[cfm]	[m ³ /s]		[cfm]	[m ³ /s]	[fpm]	[m/s]		[cm ²]	[ft ²]	[in.]	[mm]
Local n° 1	2993,59 (*)	5085,86 (*)	2	1496,80	2542,93	610,72	3,10	37,5	2275,9	2,45	24×16	609,6 × 406,4
Local n° 2	238,84	405,775	1	238,84	405,775	609,6	3,10	26,5	362,28	0,39	12×6	304,8 × 152,4
Local n° 3	287,67	488,725	1	287,67	488,725	628,15	3,2	28,5	427,31	0,46	10×8	254 × 203,2
Local n° 4	290,65	493,78	1	290,65	493,78	634,78	3,22	29	427,31	0,46	10×8	254 × 203,2
Local n° 5	7767,61 (*)	13196,5 (*)	5	1553,52	2639,3	633,41	3,22	38,7	2275,9	2,45	24×16	609,6 × 406,4
Local n° 6	5174,84 (*)	8791,61 (*)	4	1293,71	2197,9	620,81	3,15	37	1932,2	2,08	24×14	609,6 × 355,6
Local n° 7	681,42	1157,675	1	681,42	1157,675	637,65	3,24	34	993,96	1,07	18×10	457,6 × 254

(*) : Le débit d'air repris dans les locaux n°1, n°5 et n°6 a été calculé en substituant la quantité d'air extraite par le plafond à l'aide des grilles placées au dessus des réservoirs (voir paragraphe 2.2)

3. Calcul du réseau de gaines de soufflage

Après avoir déterminé le nombre de bouches on peut tracer le schéma du réseau de distribution de l'air et évaluer la longueur des différents tronçons. Il faudra, toutefois, tenir compte de l'espace disponible dans le comble qui représente un facteur très important dans la détermination du tracé du réseau de gaines. Le schéma représentatif de la page 53 , donne tous les détails nécessaires au dimensionnement des réseaux de distribution.

Légende

-  : Les bouches de soufflage.
-  : Les grilles plafonnieres de reprise.
-  : Les grilles murales de reprise (sous la mezzanine).
-  : Section horizontale d'une gaine descendante.
-  : Réseau de gaines de reprise.
-  : Réseau de gaines de soufflage.
-  : Réseau de gaines de reprise (sous la mezzanine).

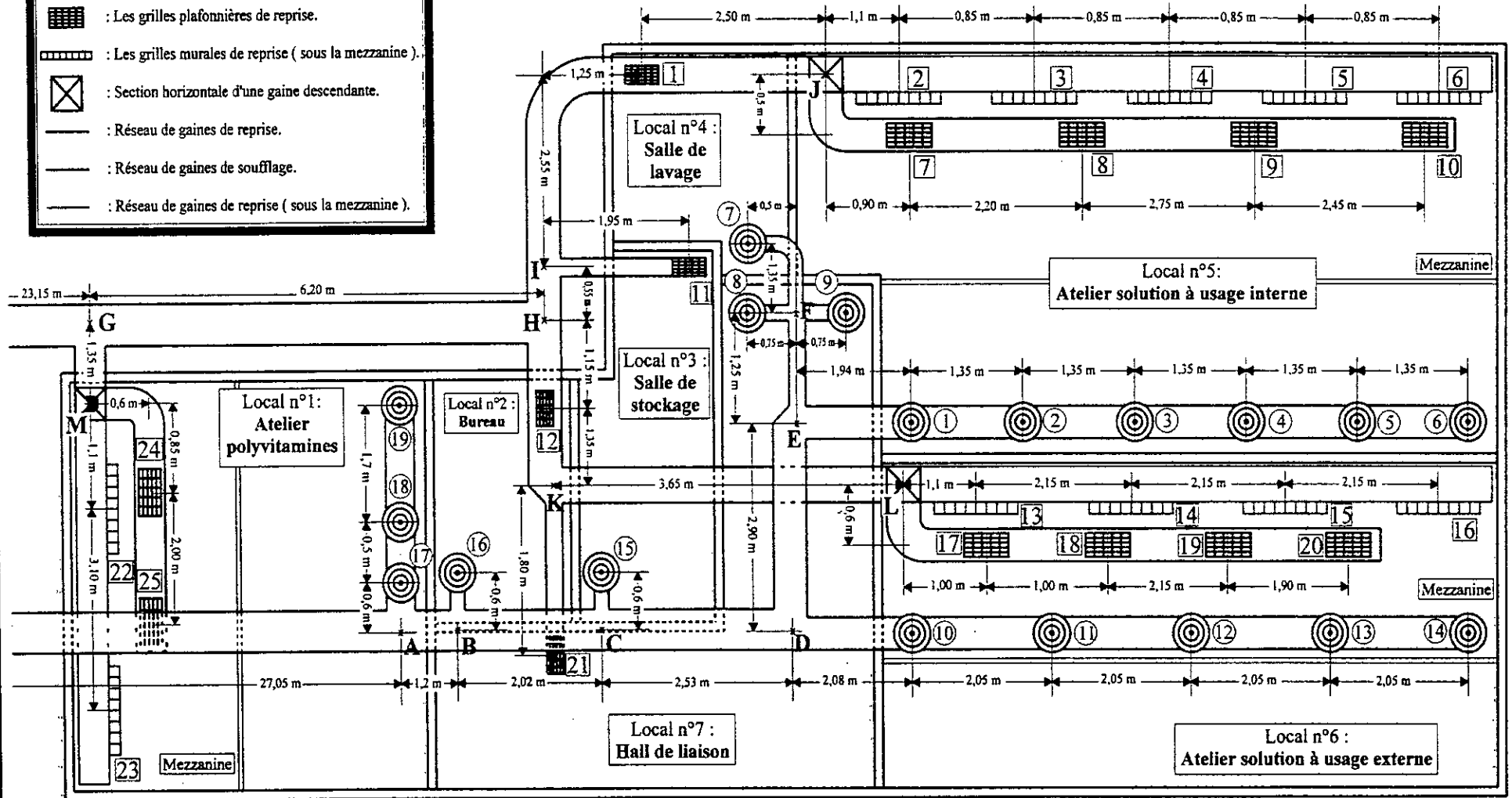


Fig. 3.4 : Schéma des réseaux de gaines.

Remarque : Lors du tracé des réseaux de gaines, on a tenu compte de l'espace disponible dans le comble, puisque la toiture est en forme de dents de scie dont la poutre verticale se trouve représentée sur le plan dans le local n°6. De ce fait, on ne peut placer les diffuseurs de soufflage plafonniers dans les locaux n°1 et n°6 à distance égale l'un de l'autre (cf. schéma représentatif de la figure 3.4, il faudra donc, incliner les bouches n°10, n°11, n°12, n°13, n°14 et n°17 d'environ 30° par rapport au faux-plafond pour obtenir une bonne diffusion de l'air dans ces deux locaux.

On calculera la section de chaque tronçon, ses dimensions ainsi que la perte de charge totale des réseaux de soufflage et de reprise selon la méthode des gains de pression statique qui convient pour les réseaux qui comportent des dérivations de longueurs très différentes. Le principe de cette méthode consiste à dimensionner chaque tronçon de telle manière que l'augmentation de pression statique due à la diminution de la vitesse après chaque piquage ou diffuseur, compense exactement sa perte de charge. La pression statique reste donc la même à chaque piquage ou diffuseur.

La marche à suivre est la suivante : choisir la vitesse dans le tronçon de raccordement au ventilateur d'après la table 13 et dimensionner ce tronçon d'après la table 14.

Les tronçons suivants seront dimensionnés à l'aide des courbes n°2 (rapport L/Q , Q représente le débit d'air) et n°3 (gains de pression statique - réseaux à basse vitesse) en commençant par le circuit qui présente la plus grande longueur équivalente, qui ne correspond pas forcément au circuit le plus long. Connaissant le débit Q et la longueur L , les courbes n°2 permettent d'obtenir directement la valeur de $L/Q^{0,61}$. L est la longueur équivalente entre les bouches ou piquages, compte tenu des coudes, mais non des changements de section. L'influence de ces transformations a été considérée dans l'établissement des courbes n°3.

Les courbes n°3 permettent de déterminer la vitesse V_2 à admettre dans le tronçon considéré, connaissant le rapport $L/Q^{0,61}$ (courbes n°2) et la vitesse V_1 dans le tronçon précédent.

On calcule alors la section correspondant à V_2 , puis à l'aide de la table 14, les dimensions de la gaine rectangulaire et son diamètre équivalent. Avec cette dimension de gaine, la perte de charge dans le tronçon est exactement compensée par l'augmentation de pression statique due à la diminution de la vitesse. Pourtant, dans certains cas, ou bien la réduction de section est trop faible pour se justifier du point de vue économique, ou bien la section adoptée est plus faible que la valeur calculée. On aura donc un gain net positif ou négatif, qui influera sur la

hauteur manométrique à prévoir pour le ventilateur. Pourtant, en général, ce gain est assez faible pour pouvoir être négligé.

Au lieu de concevoir le réseau pour un gain net égal à 0, on peut prévoir un gain net positif ou négatif constant. Il est évident que, dans le cas de gain net négatif, la hauteur manométrique et la puissance absorbée par le ventilateur sont plus élevées, ce qui peut obliger à choisir un ventilateur et un moteur d'un modèle supérieur. Cette méthode n'est pas conseillée, bien qu'elle entraîne une diminution des dimensions des gaines.

Remarque

malgré les faibles différences entre les pressions statiques disponibles à l'entrée des piquages, il est recommandé de prévoir des registres de réglage du débit dans chacune des dérivations.

Donc, d'après la table 13 des vitesses maximales recommandées dans les réseaux basse pression, on choisit la vitesse de 7 m/s pour l'air dans le tronçon principal relié au ventilateur, ceci concerne les applications suivantes : bureaux privés, bureaux de direction et bibliothèques.

Connaissant le débit d'air total acheminé par ce tronçon, on détermine la section :

$$S = M_s / V = 35619,22 / (7 \times 36) = 141,35 \text{ dm}^2.$$

La table n°6 nous permet d'obtenir les dimensions de ce tronçon : (12,0 × 12,5) dm.

Son diamètre moyen sera égal à 13,4 dm, d'où la perte de charge par mètre de longueur de 0,032 mmCE/m, cette valeur a été obtenue à l'aide des courbes n° 4.

Sachant que l'installation est située à environ 14,3 mètres du premier piquage et est placée au niveau du sol, on peut évaluer la longueur linéaire du tronçon qui sera de : 14,3 + 4,2 = 18,5 m (4,2 m représente la hauteur sous plafond qui est valable pour tous les locaux). Il faudra rajouter à cette valeur la longueur équivalente du coude rectangulaire existant entre les deux longueurs linéaires, cela peut être obtenu, en utilisant la table 15 des pertes de charge des pièces des raccordement rectangulaires. Donc, pour un coude rectangulaire sans aubes et pour :

$$W = 12 \text{ dm.}$$

$$D = 12,5 \text{ dm.}$$

$$R/D = 1,25 \quad (\text{cf. table 15}).$$

On obtient : $L / D = 6,84$ d'où la longueur équivalente de 8,55 m qui doit être additionnée à la longueur rectiligne de 18,5 m pour obtenir finalement la longueur équivalente totale du tronçon principal et qui est de l'ordre de 27,05 m.

ainsi, la perte de charge devient : $0,032 \times 27,05 = 0,866$ mmCE.

Le détail des calculs concernant les autres tronçons est donné dans le tableau suivant :

Tableau 3.7 : Tableau récapitulatif des résultats obtenus pour le réseau de soufflage.

Tronçon	Débit [m ³ /h]	Longueur équivalente [m]	(L/Q ^{0,85}) × 10 ⁻²	Vitesse indiquée [m/s]	Vitesse choisie [m/s]	Surface indiquée [dm ²]	Surface choisie [dm ²]	Dimensions [mm]	peries de charge entre piquages
vent - A	35619,22	27,05	-	7,00	-	141,35	-	1250×1200	0,866
A - B	29333,36	1,20	0,22	6,95	-	117,2	-	1200×1050	-
B - C	28927,58	2,02	0,38	6,90	-	116,45	-	1250×1000	-
C -D	28438,86	2,53	0,475	6,80	-	116,17	-	1250×1000	-
D -E	17247,25	2,90	0,80	6,60	-	72,59	-	1050 × 750	-
E - 1	15596,50	1,94	0,55	6,45	-	67,17	-	900 × 800	-
1 - 2	12997,08	1,35	0,40	6,30	-	57,32	-	950 × 650	-
2 - 3	10397,66	1,35	0,50	6,20	-	46,58	-	750 × 650	-
3 - 4	7798,24	1,35	0,55	6,10	-	35,51	-	700 × 550	-
4 - 5	5198,82	1,35	0,70	5,85	-	24,68	-	600 × 450	-
5 - 6	2599,42	1,35	1,25	5,55	-	13,01	-	400 × 350	-
E -F	1651,455	1,25	1,30	6,25	-	7,34	-	400×200	-
F - 7	493,78	1,35 + 0,50 + 1,35 (*)	7,50	5,10	-	2,70	-	250×150	-
F - 8	578,84	0,75	1,75	5,90	-	2,70	-	250×150	-
F - 9	578,84	0,75	1,75	5,90	-	2,70	-	250×150	-
D - 10	11191,61	2,08	0,70	6,60	-	47,10	-	850×600	-
10 - 11	8913,288	2,05	0,80	6,35	-	39,16	-	700×600	-
11 - 12	6714,966	2,05	0,90	6,10	-	30,58	-	650×500	-
12 - 13	4476,644	2,05	1,25	5,80	-	21,44	-	500×450	-
13 - 14	2238,322	2,05	1,80	4,90	-	12,69	-	450 × 300	-

C - 15	488,725	0,60	1,75	6,60	-	2,06	-	250 × 150	-
B - 16	405,775	0,60	2,00	6,50	-	1,73	-	250 × 150	-
A - 17	6285,86	0,60	0,375	6,90	-	25,30	-	600 × 450	-
17 - 18	4190,57	0,50	0,425	6,80	-	17,12	-	450 × 400	-
18 - 19	2095,29	1,70	1,60	6,45	-	9,02	-	400 × 250	-

(*) : cette somme représente la longueur équivalente totale ; les deux premiers nombres représentent les longueurs linéaires et le dernier donne la valeur de la longueur équivalente du coude rectangulaire correspondant.

Remarque

Les dimensions des gaines susmentionnées, peuvent ne pas être rigoureusement respectées car, évidemment, plus le nombre de réductions de section augmente plus le prix de revient du réseau de gaines augmente. Par ailleurs, on dispose au niveau de chaque piquage d'un registre qui nous permet de contrôler, avec une certaine précision, le débit d'air soufflé ou repris pour chaque local. C'est pourquoi, on choisit un compromis entre les conditions d'écoulement d'air dans le tronçon considéré (débit, vitesse, perte de charge) et le prix de revient.

La pression statique totale fournie par le ventilateur de soufflage doit être égale à la perte de charge dans le réseau de gaines, augmentée de la perte de charge au niveau de la bouche de soufflage la plus défavorisée qui est dans ce cas la bouche n°6 (cf. schéma représentatif de la fig. 3.4), soit :

$$\Delta P_{\text{stat}} = 0,866 + 0,919 = 1,785 \text{ mmCE.}$$

La valeur de 0,919 mmCE représente la perte de charge de la bouche n°6, évaluée d'après la table 11.

4. Calcul du réseau de gaines de reprise

En utilisant la même méthode de calcul, on détermine les dimensions des différents tronçons de gaines du réseau de reprise.

Donc, de même que pour le réseau de soufflage, on choisit, d'après la table 13, la vitesse de 7 m/s pour l'air dans le tronçon principal. Puisque, le débit d'air véhiculé à travers ce tronçon le même que celui véhiculé par le tronçon principal du réseau de soufflage, l'artère principale du réseau reprise aura les mêmes dimensions que celle du réseau de soufflage, c'est à dire : (1200 × 1250) mm

Mais, sa longueur linéaire étant différente (10,4 + 4,2 = 14,6 m), la longueur équivalente totale sera de l'ordre de 23,15m.

D'où la perte de charge : 0,741 mmCE.

Le détail des calculs concernant les autres tronçons est donné dans le tableau suivant :

Tableau 3.8 : Tableau récapitulatif des résultats obtenus pour le réseau de reprise.

Tronçon	Débit [m ³ /h]	Longueur équivalente [m]	(L/Q ^{0,85}) × 10 ³	Vitesse indiquée [m/s]	Vitesse choisie [m/s]	Surface indiquée [dm ²]	Surface choisie [dm ²]	Dimensions [mm]	perdre de charge entre piquages
vent - G	35619,22	23,15	-	7,00	-	141,35	-	1250×1200	0,741
G - H	29333,36	6,20	1,25	6,70	-	121,61	-	1300×1000	-
H - I	16578,30	0,55	0,22	6,65	-	69,25	-	1000 × 750	-
I - 1	16089,57	2,55 + 1,25 + 6,15 (*)	2,60	6,10	-	73,27	-	1050 × 750	-
1 - J	15595,79	2,50	0,70	5,90	-	73,43	-	1050 × 750	-
J - 2	13195,79	2,00 + 1,10 + 5,95 (*)	2,85	5,40	-	67,88	-	1050 × 700	-
2 - 3	10556,49	0,85	0,325	5,35	-	54,81	-	900 × 650	-
3 - 4	7917,195	0,85	0,375	5,30	-	41,49	-	900 × 500	-
4 - 5	5277,895	0,85	0,50	5,20	-	28,19	-	600 × 500	-
5 - 6	2638,595	0,85	0,75	5,10	-	14,37	-	450 × 350	-
J - 7	2400,00	0,90 + 0,50 + 2,55 (*)	3,30	5,25	-	12,70	-	450 × 300	-

7 - 8	1800,00	2,20	2,25	4,90	-	10,20	-	450 × 250	-
8 - 9	1200,00	2,75	3,75	4,40	-	7,75	-	400 × 200	-
9 - 10	600,00	2,45	4,80	3,90	-	4,27	-	300 × 150	-
I - 11	488,725	1,95	4,25	5,75	-	2,36	-	250 × 150	-
H - 12	12755,06	1,15	0,35	6,65	-	53,28	-	750 × 750	-
12 - K	12349,28	1,35	0,425	6,50	-	52,77	-	750 × 750	-
K - L	11191,61	3,65	1,25	6,25	-	49,74	-	750 × 700	-
L - 13	8791,61	1,10 + 2,00 + 4,70 (*)	3,00	5,65	-	42,22	-	700 × 650	-
13 - 14	6593,71	2,15	1,00	5,45	-	33,61	-	650 × 550	-
14 - 15	4395,81	2,15	1,30	5,25	-	23,26	-	500 × 500	-
15 - 16	2197,91	2,15	2,00	4,90	-	12,46	-	450 × 300	-
L - 17	2400,00	1,00 + 0,60 + 2,55 (*)	4,15	5,20	-	12,82	-	450 × 300	-
17 - 18	1800,00	1,00	1,00	5,00	-	10,00	-	350 × 300	-
18 - 19	1200,00	2,15	2,80	4,60	-	7,25	-	400 × 200	-
19 - 20	600,00	1,90	4,00	4,10	-	4,06	-	300 × 150	-
K - 21	1157,675	1,80	2,4	6,00	-	5,36	-	400 × 150	-
G - M	6285,86	1,35	0,65	6,85	-	25,49	-	600 × 450	-
M - 22	5085,86	1,10 + 2,00 + 3,45 (*)	3,60	6,20	-	22,78	-	550 × 450	-
22 - 23	2542,93	3,10	2,50	5,80	-	12,18	-	550 × 250	-
M - 24	1200,00	0,85 + 0,60 + 1,7 (*)	4,00	5,90	-	5,65	-	300 × 200	-
24 - 25	600,00	2,00	4,00	5,20	-	3,20	-	250 × 150	-

(*) : cette somme représente la longueur équivalente totale ; les deux premiers nombres représentent les longueurs linéaires et le dernier donne la valeur de la longueur équivalente du coude rectangulaire correspondant.

Remarque

Les dimensions des gaines susmentionnées, peuvent ne pas être rigoureusement respectées car, évidemment, plus le nombre de réductions de section augmente plus le prix de revient du réseau de gaines augmente. Par ailleurs, on dispose au niveau de chaque piquage d'un registre qui nous permet de contrôler, avec une certaine précision, le débit d'air soufflé ou repris pour chaque local. C'est pourquoi, on choisit un compromis entre les conditions d'écoulement d'air dans le tronçon considéré (débit, vitesse, perte de charge) et le prix de revient.

La pression statique totale fournie par le ventilateur de reprise doit être égale à la perte de charge dans le réseau de gaines, augmentée de la perte de charge de la grille de reprise la plus défavorisée qui est dans ce cas la grille n°6 (cf. schéma représentatif de la fig. 3.4), soit :

$$\Delta P_{\text{stat}} = 0,741 + 3,574 = 4,315 \text{ mmCE.}$$

La valeur de 3,574 mmCE représente la perte de charge de la grille n°6, évaluée d'après la table 12.

Chapitre 4

La centrale de traitement d'air

I - Définitions

Une centrale de traitement d'air réunit comme indiqué sur la figure ci dessous, les éléments nécessaires pour pulser, purifier, réchauffer, réfrigérer, humidifier et assécher l'air, on y trouve aussi la chambre où s'effectue le mélange de l'air extérieur à l'air recyclé, elle est plus précisément constituée des éléments suivants:

- | | |
|--|---|
| 1- Chambre de mélange. | 5- Humidificateur d'air. |
| 2- Pré-filtres Pf, filtres à poussières F. | 6- Séparateur de gouttelettes Sep. |
| 3- Préchauffeur P. | 7- Réchauffeur aval Ra. |
| 4- Réfrigérant à surface Rs. | 8- Ventilateurs de soufflage et de reprise. |

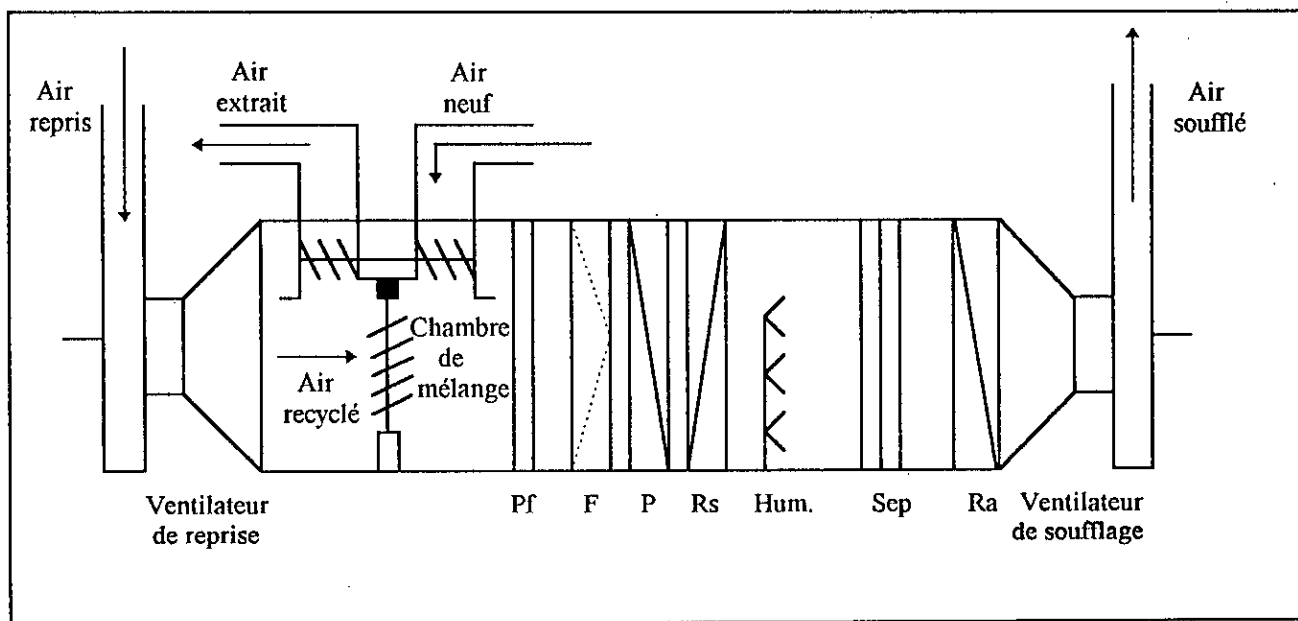


Fig. 4.1 Centrale de traitement d'air.

1. Chambre de mélange

Les clapets couplés en opposition se trouvant sur les entrées d'air extérieur et d'air recyclé servent à doser le mélange suivant les proportions voulues. Sur les installations de climatisation

on traite presque toujours de l'air de mélange pour d'un côté réduire la consommation de chaleur en hiver, et d'un autre côté réduire les besoins de refroidissement en été.

2. Pré-filtres et filtres à poussières

On dispose très souvent en aval de la chambre de mélange d'abord un pré-filtre qui sert à accrocher les grosses particules accompagnant l'air, et d'un filtre afin d'épurer l'air extérieur et l'air recyclé de toutes les poussières, fumées et matières en suspension afin d'éviter la formation de nids de poussières dans le réseau de gaines et les chambres de traitements en s'assurant que ces filtres puissent emmagasiner une quantité suffisante de poussières, aient un bon rendement de dépoussiérage (rapport de la quantité de poussière retenue dans le filtre à celle contenue dans l'air à purifier). Parfois, comme c'est le cas dans notre étude, on dispose un filtre terminal en aval du ventilateur de soufflage, pour que l'air soufflé ne soit pas accompagné des poussières générées par ce ventilateur lors de son fonctionnement.

Il existe plusieurs types de filtres dont les:

2.1. Filtres métalliques imprégnés d'huile

Où l'air finement divisé est conduit avec de nombreux changements de direction sur des surfaces métalliques enduites d'huile, cette huile capte les poussières mais ne doit ni s'assécher rapidement ni s'épaissir.

Ils ont comme avantages leur faible encombrement, leur pouvoir élevé de rétention de poussière et une durée de vie presque illimitée, mais le nettoyage du bain d'huile ou du filtre est peu agréable et très salissant.

2.2. Filtres secs

On utilise pour ce type de filtres des substances fibreuses en cellulose, matière textile, ou fibres de verre et synthétiques, fournies sous formes de panneaux plats ou de voiles de corde et placées dans des cadres démontables, et quelquefois aussi posées directement dans les caissons filtrants avec un encadrement fixe en carton.

Leur principal avantage est la facilité de leur entretien mais le coût des matériaux filtrants est relativement élevé.

2.3. Electrofiltres

L'air à purifier est dans ce type de filtre conduit à travers un champ à haute tension continue, dans lequel les particules de poussière se chargent électriquement. Elles se fixent à des contre-électrodes de signe contraire disposées à la suite. Les électrodes d'ionisation sont en fils de tungstène ; autour de ceux-ci se produisent des champs circulaires dus à la haute tension (12000 V). Les contre-électrodes se trouvent aussi le plus souvent sous tension, mais avec un voltage à peu près de moitié et qui est tantôt positif tantôt négatif. Les plaques sont nettoyées au jet d'eau.

Ils ont l'avantage d'avoir un grand rendement de dépoussiérage pour les plus fines particules, la faible résistance au passage de l'air et la facilité de l'entretien, mais l'inconvénient est le prix élevé de l'installation.

2.4. Filtres humides

Lorsque l'air traverse le voile d'eau d'une chambre d'humidification, les particules de poussières se collent sur la surfaces des gouttes d'eau et sont donc éliminées du courant d'air. Mais ce procédé de dépoussiérage n'est cependant pas satisfaisant car s'il permet d'éliminer les grosses particules mouillables il ne permet pas d'éliminer les particules graisseuses.

2.5. Filtres à charbon actif

Le carbone à l'état amorphe a la propriété d'absorber les gaz ou les vapeurs; c.a.d. qu'il se produit à la surface du solide un plus ou moins important enrichissement des différentes parties constituantes du gaz environnant . On utilise cette propriété pour éliminer de l'air les polluants gazeux malodorants. Plus la surface est grande plus le pouvoir d'absorption est élevé et en même temps la quantité de produit qui peut être emmagasinée.

On utilise comme matière d'absorption une substance obtenue par cokéfaction de certains bois et ayant une surface spécifique extraordinairement élevée, *le charbon actif*.

Ce type de filtre est surtout utilisé pour la purification de l'air recyclé et éventuellement pour l'air neuf qui est fortement pollué par les gaz.

Le charbon actif n'est pas recommandable contre l'humidité de l'air ; la vapeur d'eau n'est pratiquement pas absorbée, la matière filtrante est à renouveler lorsqu'elle est saturée, elle est régénérée chez le producteur par chauffage.

3. Préchauffeur

En général, en hiver, on utilise un préchauffeur pour réchauffer l'air du mélange suffisamment pour que lors de son humidification ultérieure et du refroidissement concomitant il approche du point de rosée de l'air d'apport.

Dans notre cas nous n'utiliserons pas de préchauffeur car, en Algérie la température de l'air en hiver avoisine les 6°C et ne nécessite donc pas de préchauffage.

4. Réfrigérant à surface

On le met en service surtout en été, il sert à refroidir l'air de mélange et éventuellement du fait de la condensation qui en résulte, l'assécher à un point tel qu'on atteigne, tout comme en service hiver, le point de rosée de l'air d'apport ou plus exactement la teneur en eau de l'air d'apport, car en réalité l'air n'atteint pas le point de rosée c.a.d. la limite de saturation.

On utilise des réfrigérants à ailettes minces pour pouvoir loger une grande surface de refroidissement dans un petit volume, ces ailettes sont verticales afin d'avoir une meilleure évacuation de l'eau condensée.

Comme liquide réfrigérant on utilise l'eau du réseau, l'eau extraite de puits profonds, également de l'eau réfrigérée et exceptionnellement la saumure d'un groupe frigorifique.

5. Humidificateur d'air (laveur)

Dans cet appareil, l'air vient en contact avec de l'eau finement pulvérisée par de nombreuses buses, elle offre ainsi une grande surface aux échanges d'eau et de chaleur, il peut être également employé pour résoudre des problèmes de conditionnement de l'air, comme par exemple sa réfrigération et sa dessiccation en été, ainsi que son épuration, cette fonction le fait appeler *laveur*.

En général, et pour des problèmes économiques il fonctionne avec de l'eau recyclée reprise par une pompe dans une bêche de collecte et réinjectée dans les buses de pulvérisation. En été on peut s'en passer de temps en temps s'il y a un filtre à poussière et un réfrigérant par surface ou bien l'utiliser seulement pour une épuration et une réfrigération complémentaire de l'air. Dans ce cas les buses devront être alimentées en eau froide et non pas en eau recyclée pour éviter la réhumidification de l'air après le réfrigérant par surface.

On préférera l'humidification de l'air avec de la vapeur car les chambres de pulvérisation nécessitent une eau très pure, et ne permettent pas un réglage permanent de l'humidité relative.

6. Séparateur de gouttelettes

Placé en aval de l'humidificateur, il a pour rôle d'empêcher les gouttes d'eau qui sortent de la chambre de dépoussiérage de pénétrer dans le circuit d'air aval. Il est en général constitué de tôles en zigzag placées les unes à côté des autres et disposées de telle sorte qu'elles arrêtent les gouttelettes d'eau accompagnant l'air. Nous nous passerons également du séparateur de gouttelettes pour la simple raison que l'humidification de l'air se fait par vapeur d'eau, il n'aura donc pas de gouttelettes d'eau accompagnant l'air.

7. Réchauffeur

Après l'humidification de l'air, sa teneur en eau ne varie plus. Dans le réchauffeur aval l'air est amené à la température désirée avant l'entrée dans le local, cette température est supérieure à celle du local lorsqu'on doit chauffer ce local (en hiver), et inférieure à celle du local lorsqu'on doit le rafraîchir (en été). Dans notre cas le réchauffeur est placé avant la chambre d'humidification.

8. Ventilateurs

Le ventilateur de soufflage installé à la sortie de la centrale, entraîné par un moteur électrique, permet de pulser l'air au travers de l'installation de climatisation.

Le ventilateur de reprise quant à lui est placé à l'entrée de la centrale.

La gaine d'air repris est ainsi plus courte, les organes de mélange sont installés plus facilement et contrôlés plus aisément, comme le ventilateur lui même.

Pour les locaux de séjours, on utilisera des ventilateurs et des moteurs, les moins bruyants possible.

II - Etude de l'évolution de l'air sur le diagramme psychrométrique

Dans la centrale de traitement d'air le passage de l'air par chaque élément de celle-ci correspond à un changement d'état, ceci peut être représenté sur le diagramme psychrométrique suivant :

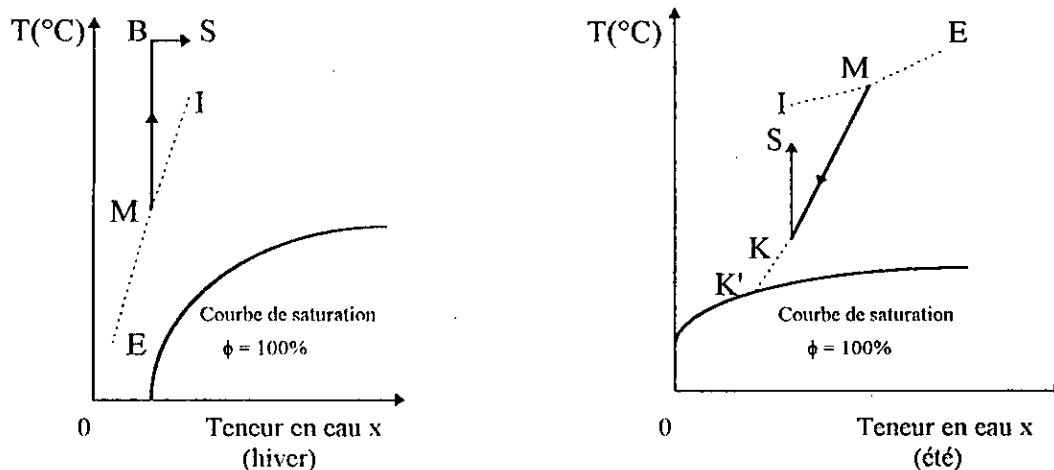


Fig. 4.2: Représentation de l'évolution de l'air sur le diagramme psychrométrique.

Les deux courbes ci-dessus représentent les changements d'état de l'air lors de son traitement en été et en hiver, pour notre installation de climatisation.

a- Fonctionnement en hiver

- 1- Dans la chambre de mélange, l'air extérieur à l'état E est mélangé avec l'air recyclé à l'état I il en résulte un mélange M qui divise en deux parties, le segment EI en pointillés.
- 2- Le mélange d'air à l'état M est porté jusqu'à l'état B, à teneur en eau constante, dans le réchauffeur.
- 3- L'air réchauffé en B traverse ensuite la chambre d'humidification à injection de vapeur où il est humidifié jusqu'à l'état S à température sensiblement constante.

Selon les résultats de nos calculs T_s est supérieure à T_i , en effet en hiver on réchauffe le local.

b- Fonctionnement en été

- 1- Mélange comme précédemment.
- 2- L'air de mélange à l'état M traverse le réfrigérant à surface où il est à la fois refroidi et asséché jusqu'à l'état K. Le changement d'état de l'air suit à peu près une droite en passant par les points M et K'. K' correspond à l'état de l'air saturé à la température de condensation.
- 3- L'air refroidi et asséché en K est ensuite porté par le réchauffeur à teneur en eau constante jusqu'à l'état S imposé pour l'air de soufflage.

Le point S, sur le diagramme se situe en dessous et à gauche de I, car l'air de soufflage doit éliminer du local de la chaleur et de l'humidité.

Chapitre 5

Equipements et accessoires

1. Schéma hydraulique simplifié de l'installation de traitement d'air

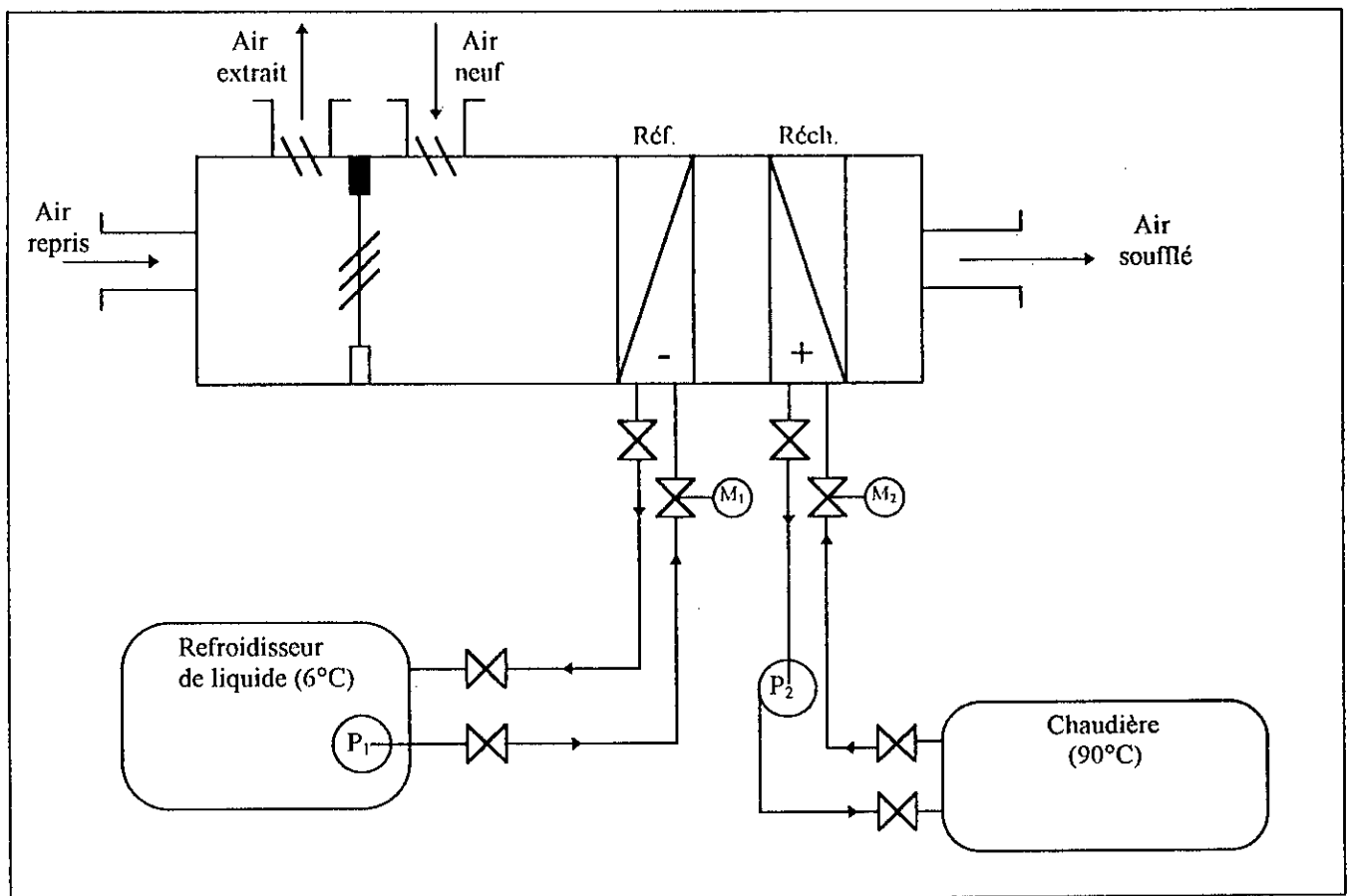


Fig. 5.1: Schéma hydraulique.

P₁ : Pompe du refroidisseur de liquide.

P₂ : Pompe de la chaudière.

M₁ : Servo-vanne du réfrigérant à surface.

M₂ : Servo-vanne du réchauffeur.

Le réfrigérant rafraîchit la température du mélange à l'aide du circuit d'eau froide ; en effet le réfrigérant joue le rôle d'un échangeur de chaleur où le fluide à refroidir est l'air (brassé) et le fluide de refroidissement ; l'eau (non brassé).

L'eau entre dans le réfrigérant à 6°C et en sort à 12°C après avoir rafraîchi l'air de mélange. Cette eau, est ensuite refroidie à 6°C dans le refroidisseur de liquide pour pouvoir être refoulée vers le réfrigérant à l'aide d'une pompe intégrée dans ce refroidisseur de liquide.

Le refroidisseur de liquide peut être à condenseur à air ou à eau.

Le réchauffeur quant à lui joue le rôle inverse et cette fois-ci l'eau est considérée comme fluide de chauffage car elle entre dans le réchauffeur à environ 90°C et en sort à environ 55°C après avoir réchauffé l'air, elle est ensuite aspirée par une pompe d'eau chaude vers la chaudière qui permettra de la porter une fois encore à 90°C.

Les débits d'eau chaude et froide sont régulés à l'aide de servo-vannes placées sur les circuits d'eau, on placera également des vannes d'isolement près de la chaudière et du refroidisseur de liquide.

2. Dimensionnement du groupe de production d'eau glacée

La puissance P_{ref} que doit fournir le refroidisseur de liquide est donnée par la formule:

$$P_{ref} = Q_f (1 + z_R) \quad (5.1a)$$

Q_f : Puissance frigorifique du bâtiment, d'après notre bilan thermique (été), elle est égale à environ 120 000 Fg/ h.

z_R : supplément pour les pertes calorifiques du réseau de tuyauteries ; pour des conduites de distribution dans des greniers froids, $z_R = 0,15$.

Donc:

$$P_{ref} = 138\,000 \text{ kcal/ h} \quad (5.1b)$$

Nous avons:

$$P_{ref} = \dot{m}_e \cdot C_{pe} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (5.2)$$

\dot{m}_e : Débit d'eau froide.

C_{pe} : Chaleur massique de l'eau de refroidissement à 6°C; elle est égale à 0,9977 kcal/ kg .°C .

T_{fe} : température d'entrée de l'eau dans le réfrigérant, elle est prise égale à 6°C.

T_{fs} : température de sortie de l'eau du réfrigérant, elle est prise égale à 12°C

Il vient donc, sachant également que la masse volumique de l'eau $\rho_{\text{eau}} = 10^3 \text{ kg/m}^3$:

$$\dot{m}_e = \frac{P_{\text{ref}}}{C_{pe} \cdot (T_{fs} - T_{fe})} = 23053,02 \text{ kg/h} = 23,05 \text{ m}^3/\text{h} \quad (5.3)$$

D'un autre côté, on a le débit d'air soufflé:

$\dot{m}_a = 42743,91 \text{ kg/h}$, ainsi que sa chaleur massique au voisinage de 23°C :

$C_{pa} = 0,24 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$

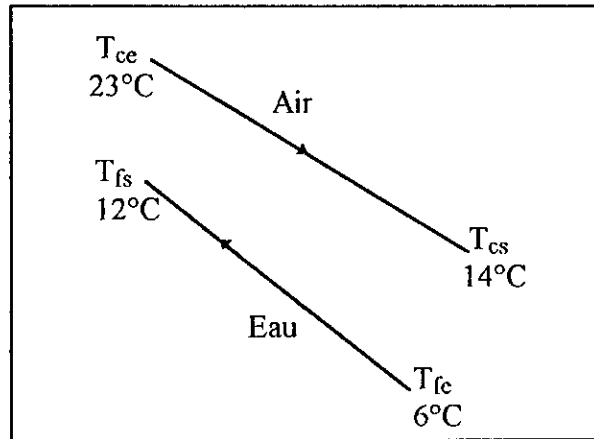


Fig. 5.2: Diagramme des températures du réfrigérant.

Nous obtenons alors le rapport des capacités calorifiques:

$$R = \frac{(\dot{m} C_p)_{\text{brassé}}}{(\dot{m} C_p)_{\text{non. brassé}}} = \frac{\dot{C}_a}{\dot{C}_e} = \frac{\dot{m}_a \cdot C_{pa}}{\dot{m}_e \cdot C_{pe}} \quad (5.4a)$$

$$R = 0,45 \quad (5.4b)$$

L'efficacité de l'échangeur peut s'écrire comme suit:

$$\varepsilon = \frac{T_M - T_s}{T_M - T_{fe}} = \frac{23 - 14}{23 - 6} \quad (5.5a)$$

$$\varepsilon = 0,53 \quad (5.5b)$$

$T_M = T_{ce}$: Température de l'air de mélange.

$T_s = T_{cs}$: Température de l'air soufflé.

Pour un échangeur à courant croisé avec un seul fluide brassé (l'air), le nombre d'unités de transfert, donné par la courbe 5, est:

$$NTU = AK / \dot{C}_{\min} = 0,92 \quad (5.6)$$

Il vient donc:

$$A = NTU \cdot \dot{C}_{\min} / K \quad (5.7a)$$

Pour un coefficient de transmission globale K ; d'environ $58 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ [7] , on obtient la surface d'échange:

$$A = 162,72 \text{ m}^2 \quad (5.7b)$$

3. Dimensionnement du groupe de production d'eau chaude

P_c : Puissance calorifique du bâtiment d'après notre bilan thermique (hiver), elle est égale à environ $46\,000 \text{ kcal/h}$.

$$P_{ch} = P_c (1 + z_R) \quad (5.8a)$$

P_{ch} : Puissance de la chaudière.

$$P_{ch} = 52\,900 \text{ kcal/h} \quad (5.8b)$$

$$P_{ch} = \dot{m}_e \cdot C_{pe} \cdot (T_{ce} - T_{cs}) \quad (5.9)$$

\dot{m}_e : Débit d'eau chaude

$C_{pe} = 1,005 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$: Chaleur massique de l'eau chaude à 90°C .

$T_{ce} = 90^\circ\text{C}$: Température d'entrée de l'eau chaude dans le réchauffeur.

$T_{cs} = 55^\circ\text{C}$: Température de sortie de l'eau chaude du réchauffeur.

On a donc:

$$\dot{m}_e = \frac{P_{ch}}{C_{pe} \cdot (T_{ce} - T_{cs})} = 1504 \text{ kg/h} = 1,5 \text{ m}^3/\text{h} \quad (5.10)$$

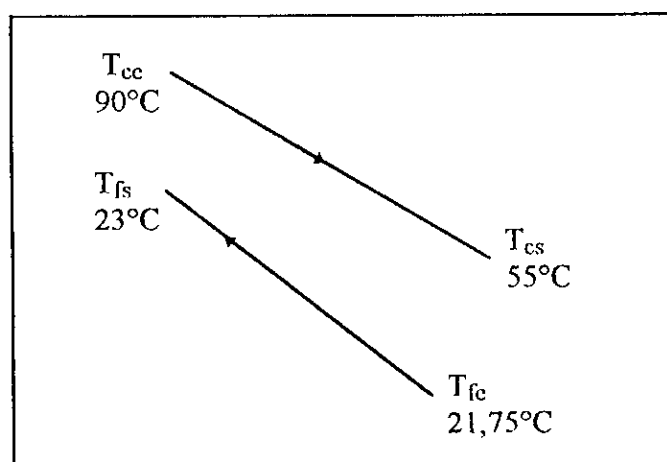


Fig. 5.3: Diagramme des températures du réchauffeur.

Le rapport des capacités calorifiques est défini par:

$$R = \frac{(\dot{m} C_p)_{\text{brassé}}}{(\dot{m} C_p)_{\text{non. brassé}}} = \frac{\dot{C}_a}{\dot{C}_e} = \frac{\dot{m}_a \cdot C_{pa}}{\dot{m}_e \cdot C_{pe}} \quad (5.11a)$$

$$R = 6,79 \quad (5.11b)$$

L'efficacité de l'échangeur est:

$$\varepsilon = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_M} = \frac{90 - 55}{90 - 21,75} \quad (5.12a)$$

$$\varepsilon = 0,51 \quad (5.12b)$$

$T_M = T_{fe} = 21,75^\circ\text{C}$: Température du mélange en hiver.

Pour un échangeur à courant croisé, le nombre d'unités de transfert, donné par la courbe 5 , est:

$$NTU = AK / \dot{C}_{\min} = 0,75 \quad (5.13)$$

Il vient donc:

$$A = NTU \cdot \dot{C}_{\min} / K \quad (5.14a)$$

Pour un coefficient de transmission globale K ; de $58 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ [7] , on obtient la surface d'échange:

$$A = 19,54 \text{ m}^2 \quad (5.14b)$$

4. Considérations économiques

Afin d'obtenir un prix de revient minimum, le matériel de traitement de l'air doit occuper une position centrale par rapport à l'installation. Dans certains cas cependant, il peut être nécessaire d'installer la centrale de traitement d'air, l'équipement frigorifique et la tour de refroidissement dans un même local, afin de réaliser la solution la plus économique. Lorsque ces trois composantes sont groupées dans un même local, le coût des gaines supplémentaires est compensé par un prix de revient moins élevé des tuyauteries. De plus, lorsqu'une installation devient suffisamment importante, au point de nécessiter plusieurs groupes frigorifiques, il est plus pratique de répartir l'équipement sur plusieurs étages au lieu d'un seul. Cette disposition est souvent utilisée dans grands immeubles.

5. Niveau de bruit

Il est extrêmement important de situer la centrale de traitement de l'air dans des zones où un niveau sonore raisonnable peut être toléré. Il n'est pas recommandé d'installer cet équipement

dans des locaux adjacents à des salles de conférences, des chambres ou dortoirs, des studios de radio ou de télévision. Les paragraphes suivants précisent les conséquences d'une implantation mal choisie de l'équipement.

1. il est plus onéreux de résoudre des problèmes d'acoustique (vibrations, niveau sonore élevé) une fois l'installation terminée, que de prendre dès le début les dispositions nécessaires pour éviter ces problèmes.
2. il peut devenir impossible de ramener le niveau sonore à une valeur admissible, une fois l'installation terminée.
3. même si on y parvient, le client peut rester sceptique quant à l'efficacité des corrections apportées.

On pourra s'inspirer des principes suivants pour éviter le problème du bruit dans les centrales de traitement d'air situées aux étages supérieurs :

1. dans les constructions neuves, prévoir l'ossature métallique du plancher de façon à correspondre aux supports des appareils. Ces supports seront choisis en tenant compte des poids, réactions et vitesses considérées. Ceci permet de transmettre les charges directement à l'ossature verticale.
2. dans les bâtiments existants, éviter d'utiliser les planchers tels quels, la déflexion de la dalle portante pouvant amplifier et répercuter les vibrations dans l'ensemble de l'immeuble. Pour éviter ces inconvénients, on devra souvent renforcer les planchers avec des poutres métalliques supplémentaires.
3. les salles de machines contiguës à des locaux habités, doivent être insonorisées.
4. dans les appartements, hôtels, hôpitaux et bâtiments similaires, les cloisons doivent être raccordées au plancher et au plafond adjacents à des locaux habités par des joints élastiques, ceci afin d'éviter la transmission des bruits provenant de vibrations diverses.

les murs de refend adjacents aux centrales doivent être insonorisés sur la face correspondant aux locaux habités.

6. Accessoires et entretien

6. 1. Louvres et grillages de prise d'air extérieur

Les louvres permettent de limiter l'introduction de neige et d'eau. Il est impossible d'éliminer complètement l'introduction d'eau avec des persiennes verticales, ce qui d'ailleurs n'est généralement pas nécessaire. La prise d'air extérieur doit être située à une hauteur suffisante pour diminuer l'entraînement des poussières. Il faudra prévoir aussi un écran grillagé pour

arrêter la plus grande partie des corps étrangers, tels que débris, papiers, oiseaux, etc..., qui pourraient causer des dommages considérables à l'équipement de l'installation. Le type et le nombre de mailles par unité de surface à prévoir pour le grillage, sont généralement spécifiés dans le cahier des charges.

6. 2. Registres à volets multiples

Ce type de registres est utilisé pour accomplir trois fonctions importantes dans les centrales de conditionnement d'air :

1. Contrôle et mélange des débits d'air extérieur et de reprise.
2. By-pass de l'air autour des batteries.
3. Contrôle des débits d'air mis en mouvement par le ventilateur.

Les registres d'air extérieur et de reprise sont situés de façon à obtenir un mélange homogène des deux veines d'air.

6. 3. Ventilateurs

Le dessin des gaines de raccordement à l'aspiration et au refoulement d'un ventilateur doit être correct si l'on ne veut pas diminuer son rendement et augmenter le niveau sonore.

Les ventilateurs doivent être fixés sur des supports antivibratiles calculés d'après la fréquence de rotation des aubes. Dans les sous-sols, il suffira en général de caoutchouc ou de liège, alors que pour les étages supérieurs on devra prévoir des socles en béton, conçus pour absorber les basses fréquences.

On n'insistera jamais trop sur l'importance qu'il y a, à contrôler le niveau de bruit et les vibrations, en particulier pour les appareils installés en étage. Les soins à apporter à ce contrôle seront fonction du nombre de ventilateurs installés dans un même local et de leur puissance.

Du fait de leur vitesse de rotation plus élevée, les petits ventilateurs à entraînement direct, peuvent en général être montés sur des supports en liège ou en caoutchouc.

6. 4. Moteur d'entraînement et de transmission

Le choix correct du moteur et de la transmission contribue à augmenter la durée de fonctionnement et à réduire les éventuelles interventions. Les ventilateurs à accouplement direct sont surtout employés quand la tolérance sur les débits est assez large, ceci parce qu'on dispose d'une source d'énergie suffisante (vapeur ou eau chaude), à une température suffisante pour compenser éventuellement un débit trop faible. C'est le cas, par exemple, pour les

aérothermes. Les ventilateurs à entraînement direct sont aussi utilisés sur les installations dont la perte de charge peut être déterminée avec précision. La plupart des installations de climatisation utilisent des ventilateurs à entraînement par courroie.

Les courroies trapézoïdales doivent être utilisées par jeux assortis, avec des poulies bien équilibrées ; de façon à éviter les vibrations et à augmenter leur longévité. Leur emploi est particulièrement intéressant quand le débit d'air doit être contrôlé avec une certaine précision. Le réglage peut s'effectuer soit en faisant varier le diamètre primitif des poulies réglables, soit en changeant l'une des poulies ou éventuellement les deux.

Le moteur d'entraînement doit être dimensionné d'après la puissance maximale absorbée par le ventilateur, de telle sorte qu'il ne risque pas de fonctionner en surcharge.

6. 5. Vidanges - Eclairage et étanchéité

L'entretien d'une centrale pouvant être éclairée et vidangée s'en trouve facilité. C'est pourquoi il est conseillé d'installer des lampes " marine " et des dispositifs de vidanges.

Comme règle grossière, on peut dire que des vidanges doivent être situées en tous les points où l'eau est susceptible de s'accumuler, soit en fonctionnement normal, soit du fait de l'entretien, par exemple :

1. dans le caisson immédiatement en aval de la prise d'air extérieur, afin d'évacuer l'eau de pluie ou la neige qui aurait pu s'infiltrer.
2. en amont et en aval des filtres qui doivent être lavés périodiquement.
3. en amont et en aval des batteries de chauffe ou de froid, qui doivent être nettoyées périodiquement.
4. en amont et en aval des éliminateurs, pour tenir compte d'entraînements accidentels de gouttelettes.

6. 6. Calorifuge

il est nécessaire de calorifuger le caisson en amont de la batterie de chauffage et de prévoir un enduit étanche à la vapeur d'eau, de façon à éviter la condensation en hiver. Il est inutile de calorifuger la section comprise entre la batterie de chauffage et la batterie de froid. Le caisson batterie de froid, le ventilateur et les pièces de raccordement, doivent comporter une isolation complétée par un enduit étanche. Toutefois, les portes de visite du caisson ventilateur ne sont pas calorifugées. Les cloisons verticales et le fond du bac des condensats, ainsi que les parties

des murs et cloisons utilisés comme parois de la centrale, doivent être également calorifugés, l'isolation étant complétée avec un enduit étanche.

6. 7. Entretien

Il est essentiel d'assurer l'entretien des différents éléments de l'équipement et de prévoir l'espace libre nécessaire à cet entretien. En outre, on devra prendre les dispositions nécessaires pour pouvoir déposer les différents éléments, sans qu'il soit nécessaire de démonter complètement la centrale. Des portes ou trappes doivent permettre l'accès aux batteries de chauffe ou de froid, aux purgeurs, aux servomoteurs et à leur tringlerie, aux vannes motorisées, aux roulements et paliers, aux moteurs des ventilateurs, aux ventilateurs, ... etc.

Il est recommandé de prévoir des portes d'accès et de les implanter dans la salle des machines, de telle manière que les batteries puissent être retirées directement par ces portes. Cette disposition permet de réduire au minimum les dimensions de la centrale.

Tous les équipements et accessoires cités précédemment se rapportent à l'installation de climatisation proprement dite et ne concernent pas le réseau de gaines de soufflage et de reprise. Toutefois, il faudra prévoir des accessoires tels que les volets pare-feu, portes de visite, absorbeurs de bruit qui sont d'ailleurs fréquemment utilisés dans les réseaux de gaines. Leur perte de charge intervient dans la hauteur manométrique du ventilateur.

6. 8. Volets pare-feu

Ce type de volet est utilisé afin de protéger l'équipement de la centrale de traitement d'air des éventuels incendies. Après détection de l'incendie, à l'aide d'un système d'alarme par exemple, ces volets se referment automatiquement empêchant, ainsi, la propagation des flammes dans le réseau de gaine. Leur emploi, emplacement, mode de construction, sont généralement dictés par la réglementation. Il existe deux types principaux de volets pare-feu utilisés dans les gaines rectangulaires :

1. Le volet simple pour gaines rectangulaires, qui peut être monté dans la position verticale ou horizontale.
2. Le volet pare-feu à plusieurs lames, pour gaines rectangulaires, qui doit être monté en position horizontale.

Portes de visite :

Les portes ou trappes de visite doivent être installées dans les réseaux de gaines en amont et en aval de l'équipement monté à l'intérieur des gaines. Des trappes de visite doivent permettre

également d'accéder aux fusibles des volets pare-feu. Il est également conseillé d'implanter plusieurs portes de visites dans le réseau de gaines pour pouvoir assurer le nettoyage périodique des parois intérieures des gaines.

6. 9. Clapets de décompression

Un clapet de décompression est utilisé pour évacuer la surpression à l'intérieur des locaux, et comme dispositif anti-retour sur les extractions. Cependant, dans notre cas, on a plutôt intérêt à créer une surpression de l'ordre de 30 Pascal dans les locaux n°1, n°5 et n°6 et de 15 Pascal dans les autres locaux cela afin d'empêcher l'introduction de poussières dans les locaux pendant l'ouverture des portes intérieures ou extérieures. Pour ce faire, on dispose de registres réglables au niveau des bouches de soufflage et de reprise, ainsi, en refermant légèrement les registres au niveau de la reprise et en ouvrant ceux du soufflage, on obtiendra une surpression qui sera déterminée à l'aide d'un capteur de pression (un pressostat, par exemple). On pourra réaliser cette opération soit manuellement ; donc, le réglage sera réalisé une fois pour toute au premier fonctionnement de l'installation, soit automatiquement ; en utilisant un pressostat relié à un servomoteur qui ouvrira ou fermera les volets des registres suivant la valeur de la surpression relevée par le capteur dans le local considéré.

Chapitre 6

Régulation automatique

1. Définition

La régulation a pour objet :

- de maintenir automatiquement (sans intervention humaine)
- à une valeur désirée (point de consigne)
- une grandeur physique (température, pression, humidité, ...)
- soumise à des variations (pertes ou apports de calories).

Comment ?

- en mesurant la valeur réelle de la grandeur physique à régler
- en la comparant avec le point de consigne
- en agissant sur la grandeur de réglage (température ou débit du fluide, par exemple) pour réduire l'écart constaté.

2. Boucles de régulation

2.1. Définitions

Pour réaliser les différentes opérations nécessaires à la régulation il faut:

- **Un organe de détection:** pour mesurer la valeur réelle de la grandeur à régler (température, pression, humidité...);
- **Un régulateur:** pour comparer la valeur de la grandeur à régler avec le point de consigne (valeur désirée), et transmettre un signal de correction à l'organe de réglage;
- **Un organe de réglage:** pour ajuster la grandeur de réglage à la valeur nécessaire.

Thermostats

Le thermostat a pour rôle de régler la température d'une surface froide ou d'une ambiance froide entre deux limites prédéterminées et aussi voisines que possible de la température réelle que l'on désire obtenir.

Les dispositifs de rupture brusque et de différentiel impliqueront donc "l'encadrement" de la température désirée entre deux limites, l'une supérieure et l'autre inférieure.

Hygrostats

Son rôle est de régler, entre deux limites prédéterminées par le réglage de l'appareil, l'humidité relative (degré hygrométrique) d'une enceinte gazeuse réfrigérée.

Ces appareils sont appelés par certains constructeurs d'appareillages d'automatismes "humidostats".

Sondes

La nature des sondes (ou capteurs) varie en fonction du rôle dévolu au régulateurs et de la gamme fonctionnelle désirée (température, pression, humidité relative, ...etc.).

Il est possible également d'avoir des sondes mixtes (température, humidité relative).

Servomoteur

Un servomoteur est un moteur asservi par une boucle de régulation.

Servo-vanne

Une servo-vanne est une vanne associée à un servomoteur.

Régulateur proportionnel à sortie progressive

C'est un appareil qui compare la valeur d'une grandeur physique à régler avec celle de la consigne et qui actionne un servomoteur avec une intensité proportionnelle à l'écart mesuré.

Relais

Il compare les deux signaux envoyés au réfrigérant et laisse passer celui dont la valeur est la plus élevée.

2.2. Schéma des boucles de régulations

La figure (6.1) représente le principe de la régulation de l'installation de climatisation pour laquelle la température et l'humidité doivent être maintenues constantes par réglage direct de l'humidité.

Nous placerons la sonde d'humidité absolue F et la sonde du thermostat d'ambiance T dans la gaine de reprise, là où l'air repris a les mêmes caractéristiques que celui du local et ceci afin de réduire la distance entre les servomoteurs et ces sondes.

Le réfrigérant est placé sous le contrôle du thermostat d'ambiance et de l'hygrostat. L'humidificateur d'air est placé sous le contrôle de l'hygrostat d'ambiance et le réchauffeur sous le contrôle du thermostat. Lorsque l'humidité désirée est dépassée (en été), la vanne de l'humidificateur se ferme, si cette action ne suffit pas, la vanne du refroidisseur s'ouvre. Si en revanche l'humidité est insuffisante, la vanne d'humidification s'ouvre (en hiver).

Lorsque la température du local est dépassée, la vanne du refroidisseur s'ouvre et dans le cas contraire c'est la vanne du réchauffeur qui est actionnée. Le réfrigérant étant actionné par les deux régulations, un relais laisse passer le signal ; le plus élevé.

Cette régulation maintient ainsi la température et l'humidité à une valeur constante.

Le thermostat limiteur T_2 évite que la température de l'air soufflé sorte du seuil de tolérance.

On place également, un capteur différentiel de pression avant le pré-filtre et après le filtre, ce capteur est relié par l'intermédiaire d'un régulateur à deux variateurs de vitesses (un pour chaque ventilateur), placés sur l'axe de rotation, ces derniers ont pour rôle de compenser la perte de charge due à l'encrassement des filtres.

Lorsque l'encrassement des filtres est trop important, un signal lumineux permet d'avertir l'équipe de maintenance, afin de changer les filtres

Le régulateur relié au capteur différentiel de pression agit également sur les registres d'air neuf par l'intermédiaire d'un servomoteur M_4 , et ceci afin de garder toujours le même débit d'air.

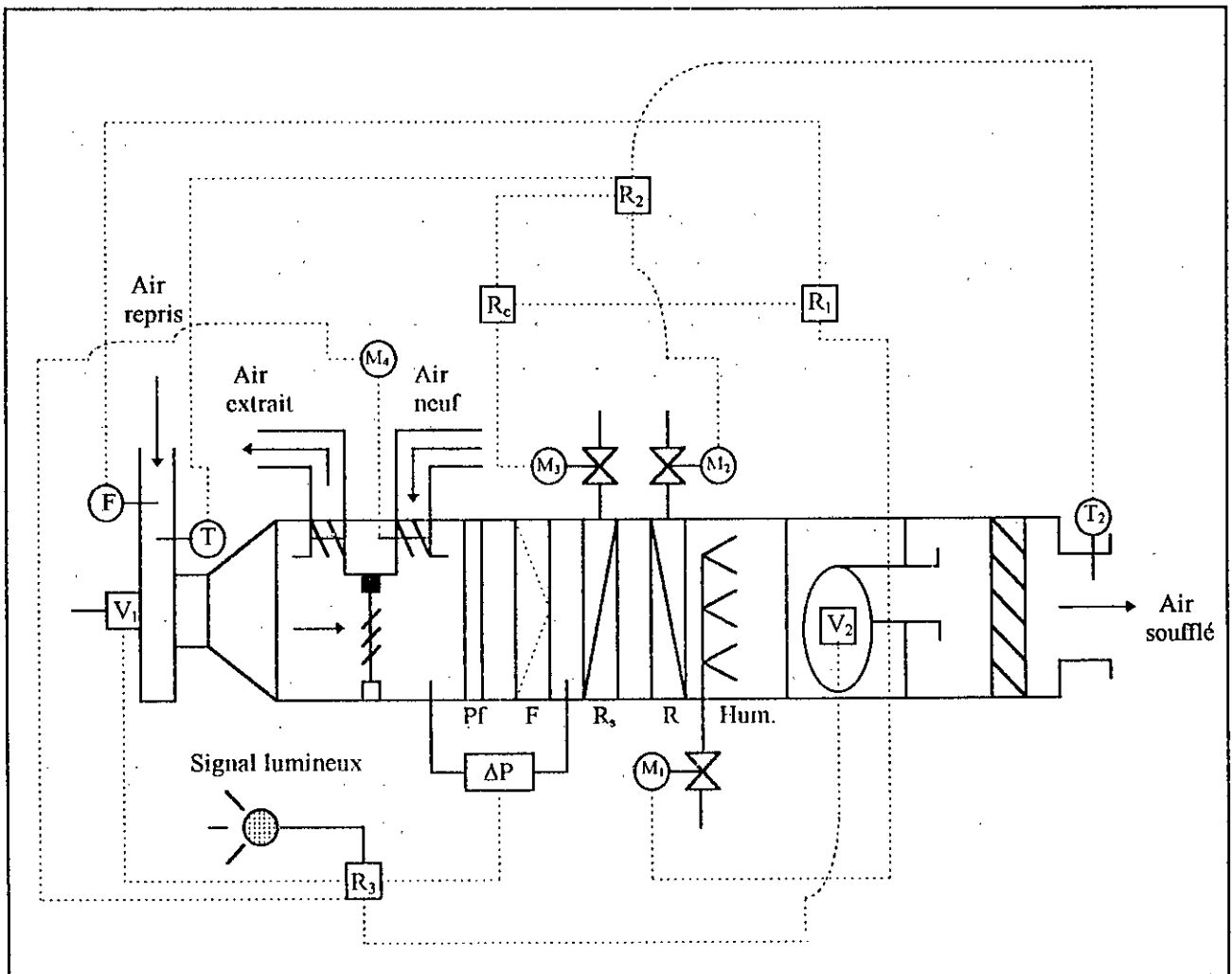


Fig. 6.1: Schéma de régulation de l'installation de climatisation.

R₁ : Régulateur de l'humidité

R₂ : Régulateur de la température

R₃ : Régulateur de pression.

R_e : Relais.

M₁ : Servo-vanne de l'humidificateur.

M₂ : Servo-vanne du réchauffeur.

M₃ : Servo-vanne du réfrigérant à surface.

M₄ : Servomoteur du registre d'air neuf.

ΔP: Capteur différentiel de pression.

V₁ : Variateur de vitesse n°1(lié au ventilateur de reprise).

V₂ : Variateur de vitesse n°2 (lié au ventilateur de soufflage).

Ft : filtre terminal.

Conclusion générale

Nous avons abordé dans notre projet le procédé de climatisation et de conditionnement d'air d'un local pharmaceutique. Cette étude a consisté en la traduction des données climatiques en un bilan thermique afin d'obtenir une centrale de traitement d'air adéquate et un bon dimensionnement des réseaux de gaines de soufflage et de reprise.

Un système de régulation automatique assure son fonctionnement normal et surtout économique, nous avons également traité les volets accessoires et équipements de sécurité.

Cette étude avait pour ambition de répondre de manière aussi exhaustive que possible, dans un domaine aussi étendu que complexe, aux préoccupations des opérateurs du monde du conditionnement d'air.

Nous pensons qu'il serait intéressant d'établir un guide d'entretien et de maintenance qui assurera une plus grande durée de vie et une meilleure garantie à notre installation.

Il serait également opportun à notre sens, qu'une étude puisse porter sur l'élaboration d'un code informatique qui ferait gagner à son utilisateur un temps précieux en lui évitant des calculs répétés.

Références bibliographiques

LISTE DES OUVRAGES:

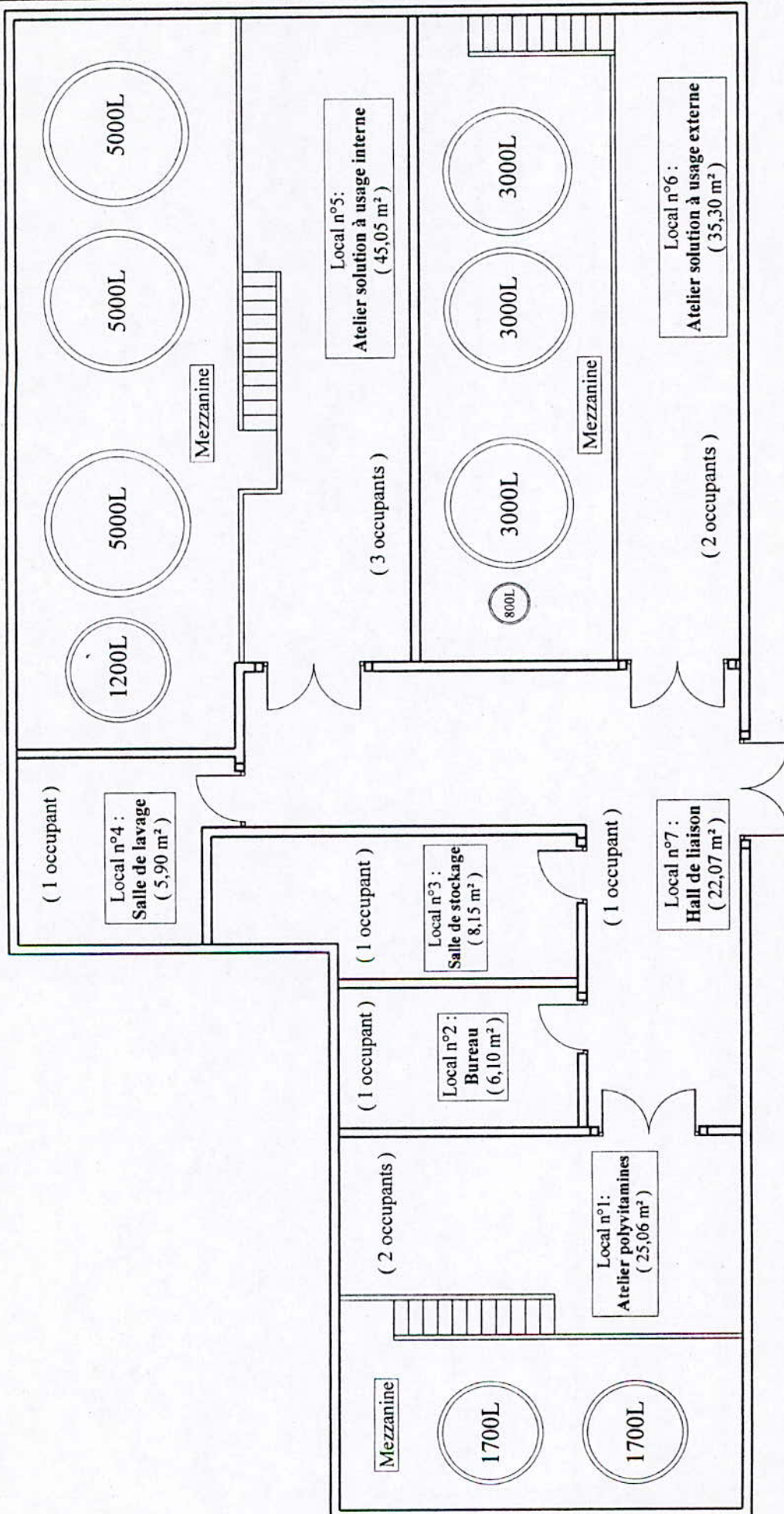
- [1] ASSOCIATION CONFORT REGULATION. Guide de la régulation pour le chauffage et la climatisation.
Pye. Edition. Paris, 1977.
- [2] BRUN. M. et PORCHER. G. Conception et calcul des procédés de climatisation.
Chaud-froid-Plomberie. 2^e Edition. Paris.
- [3] DI STEFANO. J. J. Systèmes asservis (tome 1).
Série schaum, 9^e Edition. Paris, 1991.
- [4] KREITH. F. Transmission de chaleur et thermodynamique.
Masson, Paris, 1967.
- [5] Mc ADAMS. Transmission de la chaleur.
Dunod. Paris, 1964.
- [6] Mc QUINSTON F.C. et PARKER J.D. Heating, ventilating and air conditioning
(analysis and design).
Wiley, 3^{ème} Edition. USA, 1988.
- [7] RAPIN. P.J. Installations frigorifiques
Tome 2: Technologie.
PYC. 2^e Edition. Paris, 1988.
- [8] RIETSCHHEL.H. et RAISS.W. Traité de chauffage et de climatisation, (Tomes 1 et 2)
Dunod, Paris, 1973.
- [9] SOCIETE CARRIER. Manuel Carrier, Bilan thermique
Carrier international LTD. 2^e Edition. New York, 1960.
- [10] SOCIETE CARRIER. Manuel Carrier, Distribution de l'air .
Carrier international LTD. 2^e Edition. New York, 1960.
- [11] VAN WYLEN. G.J. Thermodynamique appliquée
Edition du renouveau pédagogique, Inc. Québec. 1982.

Annexes

- PLAN DU LOCAL .
- TABLES DE CALCULS .*
- DIAGRAMME PSYCHROMETRIQUE .
- COURBES DE CALCULS .**

* Les tables 1, 2, 3, 4, 5, 6, 8, 9 sont tirées de la référence [8] , les tables 7 et 10 le sont de la référence [7] , les tables 11 et 12 de la référence [6] et les tables 13, 14, 15, de la référence [9] .

** La courbe 1 est tirée de la référence [8] , les courbes 2, 3, 4 le sont de la référence [9] , et la courbe 5 de la référence [4] .



Plan du laboratoire

Table 1- Gains dus aux occupants.

DEGRE D'ACTIVITE	APPLICATION TYPE	Métabolisme homme adulte (Kcal/h)	Métabolisme moyen* (Kcal/h)	TEMPERATURE SECHE DU LOCAL (°C)									
				25		27		28		24		23	
				Kcal/h		Kcal/h		Kcal/h		Kcal/h		Kcal/h	
				Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente
Ataxie, au repos	Théâtre, Ecole primaire	98	88	48	44	49	39	53	35	58	38	65	23
Ataxie, travail très léger	Ecole secondaire	112	100	48	55	48	52	54	46	66	40	68	32
Employés de bureau	Bureau, Hôtel, Appartement, Ecole supérieure	1200	112	45	68	50	63	54	59	61	57	71	42
Debout, marche lente	Musée, ...	130											
Ataxie, Debout	Drugstore	129	126	45	81	50	76	59	71	64	62	73	52
Debout, marche lente	Banque	129											
Ataxie	Restaurant †	126	129	46	91	53	84	61	78	71	68	81	58
Travail léger à l'assise	Usine, travail léger	202	189	48	141	55	124	62	127	74	118	92	97
Dance	Salle de danse	227	214	55	139	62	152	69	143	82	132	101	112
Marche, 3 km/h	Usine, travail aussi possible	232	222	68	184	76	176	83	169	96	158	116	136
Travail pénible	Piste de Bowling ‡, Usine	278	265	113	252	117	248	122	243	132	223	152	213

* Le Métabolisme moyen correspond à un groupe composé d'adultes et d'enfants des 2 sexes, dans des proportions normales. Ces valeurs ont été obtenues à partir des hypothèses suivantes:

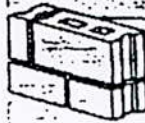
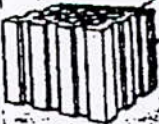

$$\begin{aligned} \text{Métabolisme femme adulte} &= \text{Métabolisme homme adulte} \times 0,85 \\ \text{Métabolisme enfant} &= \text{Métabolisme homme adulte} \times 0,75 \end{aligned}$$

† Ces valeurs comprennent une majoration de 15 Kcal/h (50 % chaleur sensible et 50 % chaleur latente) par occupant, pour tenir compte de la chaleur dégagée par les plats.

‡ Bowling = Admettre une personne par piste en train de jouer, toutes les autres soit assises (100 Kcal/h) soit debout (129 Kcal/h).

Table 3 - Coefficients de transmission globale K - Cloisons en maçonnerie *
 Eté - Hiver
 Kcal/h.m².°C

Les nombres entre parenthèses correspondent à des poids par m² - Le poids total est égal à la somme des valeurs relatives au mur et au revêtement.

MUR	EPAISSEUR (cm) ou Poids (Kg/m ²)	Type de revêtement	Type de revêtement	REVETEMENT									
				Cotonne de plâtre 10 mm (10)	Enduit 15 mm		Lacis métallique enduit sur loutres		Plâtre 10 mm valeurs bois enduit sur loutres		Panneau isolant seul ou enduit sur loutres		
					Enduit au sable (30)	Enduit léger (15)	Enduit au sable 20 mm (35)	Enduit léger 20 mm (15)	Enduit au sable 12 mm (35)	Enduit léger 12 mm (10)	Panneau de 12 mm (10)	Panneau de 25 mm (20)	
PARI													
AGGLOMERE CREUX 	7,5 (83)	2,20	Une	1,90	2,10	1,85	1,46	1,32	1,37	1,27	1,02	0,78	
			Deux	1,71	2,00	1,61	1,12	0,98	0,98	0,88	0,68	0,49	
	10 (98)	1,95	Une	1,76	1,90	1,71	1,37	1,27	1,27	1,22	0,98	0,73	
			Deux	1,56	1,81	1,51	1,02	0,93	0,93	0,88	0,63	0,54	
	20 (181)	1,54	Une	1,42	1,51	1,42	1,17	1,07	1,07	1,02	0,78	0,68	
			Deux	1,32	1,46	1,27	0,93	0,83	0,83	0,78	0,59	0,44	
	30 (259)	1,51	Une	1,37	1,46	1,37	1,12	1,02	1,07	1,02	0,83	0,68	
			Deux	1,27	1,42	1,22	0,88	0,78	0,83	0,73	0,59	0,44	
Léger	7,5 (73)	1,85	Une	1,68	1,74	1,61	1,32	1,22	1,22	1,17	0,98	0,73	
			Deux	1,51	1,71	1,48	1,02	0,88	0,93	0,83	0,63	0,44	
	10 (83)	1,71	Une	1,51	1,68	1,51	1,22	1,12	1,17	1,07	0,93	0,73	
			Deux	1,42	1,53	1,32	0,98	0,83	0,83	0,78	0,63	0,44	
	20 (154)	1,46	Une	1,32	1,42	1,32	1,07	1,02	1,02	0,98	0,83	0,68	
			Deux	1,22	1,37	1,17	0,88	0,78	0,78	0,73	0,59	0,44	
	30 (210)	1,37	Une	1,22	1,32	1,22	1,02	0,98	0,98	0,93	0,78	0,63	
			Deux	1,12	1,27	1,12	0,83	0,73	0,78	0,73	0,59	0,39	
Sable et gravier	20 (210)	1,95	Une	1,76	1,90	1,71	1,37	1,27	1,27	1,22	0,98	0,73	
			Deux	1,56	1,81	1,51	1,02	0,93	0,93	0,88	0,63	0,54	
	30 (308)	1,85	Une	1,68	1,76	1,61	1,32	1,22	1,22	1,17	0,93	0,73	
			Deux	1,46	1,71	1,42	1,02	0,88	0,93	0,83	0,63	0,44	
BRIQUE CREUSE 	7,5 (73)	2,25	Une	1,95	2,15	1,90	1,51	1,37	1,37	1,32	1,07	0,78	
			Deux	1,76	2,05	1,66	1,12	0,98	0,98	0,93	0,68	0,49	
	10 (78)	1,95	Une	1,76	1,90	1,71	1,37	1,27	1,27	1,22	0,98	0,73	
			Deux	1,56	1,81	1,51	1,02	0,93	0,93	0,88	0,63	0,54	
	15 (122)	1,71	Une	1,51	1,61	1,51	1,22	1,12	1,12	1,07	0,93	0,73	
		Deux	1,37	1,56	1,32	0,98	0,83	0,88	0,78	0,63	0,44		
20 (146)	1,51	Une	1,37	1,46	1,37	1,12	1,07	1,07	1,02	0,88	0,68		
		Deux	1,27	1,42	1,22	0,88	0,78	0,83	0,78	0,59	0,44		
CARRÉAU DE PLÂTRE A ALVEOLES	7,5 (44)	1,81	Une	1,61	1,71	1,56	1,27	1,17	1,17	1,12	0,93	0,73	
			Deux	1,46	1,66	1,42	0,98	0,88	0,88	0,83	0,63	0,44	
	10 (43)	1,61	Une	1,46	1,56	1,42	1,17	1,07	1,12	1,07	0,88	0,68	
			Deux	1,32	1,51	1,27	0,93	0,83	0,83	0,78	0,59	0,44	
CARRÉAU DE PLÂTRE PLEIN 	3,5						2,98 (63)	2,10 (29)					
							2,83 (88)	1,85 (39)					
	6,5						2,68 (104)	1,66 (44)					

Relations : Cloison adjacente à un local non conditionné - Gains ou déperditions, Kcal/h = (Surface m²) x Coefficient K x (Température extérieure - Température intérieure - 3°C)
 Cloison adjacente à une cuisine ou une chambre - Gains Kcal/h = (Surface m²) x K x (Différence réelle de température au lieu) = (Surface m²) x K x (Température extérieure - Température intérieure + 8 à 14°C).

* Dans le cas où ces types de construction sont complétés par une isolation ou une lame d'air, se référer à la table 31, page 71.

Table 4 - Coefficients d'amortissement - Gains dus à l'éclairage *
 10 heures d'éclairage avec une durée de fonctionnement de l'installation de 12, 16, 24 heures
 Température intérieure constante.

	Durée de fonctionnement de l'installation	Perte (P) (kg/m ² de surface planche)	NOMBRE D'HEURES ECOULEES DEPUIS L'ALLUMAGE																								
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	
Éclairage Amortissement Appareil amortissable	24	750 et plus	0,27	0,47	0,71	0,74	0,74	0,79	0,83	0,84	0,86	0,87	0,29	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06
		500	0,31	0,47	0,72	0,78	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88	0,90	0,30	0,24	0,22	0,19	0,16	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
		150	0,28	0,74	0,83	0,68	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98	0,99	0,26	0,17	0,13	0,04	0,03	0,03	0,04	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
	16	750 et plus	0,46	0,68	0,83	0,84	0,84	0,84	0,85	0,85	0,85	0,86	0,88	0,90	0,92	0,28	0,25	0,23	0,23	0,19							
		500	0,46	0,79	0,84	0,84	0,87	0,88	0,88	0,89	0,89	0,90	0,90	0,90	0,90	0,30	0,24	0,22	0,19	0,14							
		150	0,29	0,77	0,85	0,89	0,92	0,93	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05							
	12	750 et plus	0,63	0,90	0,91	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,94	0,94	0,97	0,97	0,33											
		500	0,37	0,89	0,91	0,93	0,94	0,94	0,95	0,95	0,95	0,96	0,94	0,97	0,97	0,36											
		150	0,42	0,84	0,91	0,93	0,93	0,97	0,98	0,98	0,98	0,99	0,99	0,99	0,99	0,23											
Éclairage Amortissement encastré, ou incrusté, ou non amortissable	24	750 et plus	0,34	0,58	0,81	0,65	0,68	0,71	0,74	0,77	0,79	0,81	0,83	0,29	0,25	0,31	0,28	0,23	0,23	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,12	0,11	
		500	0,24	0,58	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,80	0,82	0,84	0,86	0,40	0,34	0,29	0,25	0,20	0,18	0,17	0,15	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08	
		150	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,94	0,95	0,97	0,98	0,98	0,35	0,23	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,03	0,02	0,02	0,01	0,01	0,01	
	16	750 et plus	0,58	0,75	0,79	0,80	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,84	0,86	0,39	0,35	0,31	0,28	0,23									
		500	0,46	0,73	0,78	0,82	0,83	0,82	0,83	0,84	0,85	0,87	0,88	0,40	0,34	0,29	0,25	0,20									
		150	0,22	0,69	0,80	0,86	0,89	0,93	0,94	0,95	0,97	0,98	0,98	0,35	0,23	0,16	0,11	0,07									
	12	750 et plus	0,69	0,84	0,89	0,90	0,91	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	0,95	0,50													
		500	0,58	0,85	0,88	0,88	0,90	0,92	0,93	0,94	0,94	0,94	0,95	0,48													
		150	0,40	0,81	0,86	0,91	0,93	0,94	0,97	0,97	0,97	0,98	0,99	0,35													
Éclairage (lumière) précisée dans les paragraphes 1 et 2 de l'Annexe de régime	24	750 et plus	0,23	0,33	0,41	0,47	0,53	0,57	0,61	0,66	0,67	0,73	0,74	0,19	0,22	0,26	0,42	0,37	0,24	0,21	0,27	0,25	0,23	0,21	0,18	0,16	
		500	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,66	0,69	0,74	0,77	0,79	0,40	0,31	0,44	0,37	0,23	0,20	0,27	0,23	0,21	0,18	0,14	0,12	0,10	
		150	0	0,48	0,56	0,74	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,97	0,98	0,32	0,34	0,24	0,16	0,11	0,07	0,03	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01	0,01	
	16	750 et plus	0,37	0,44	0,48	0,72	0,73	0,73	0,74	0,74	0,75	0,76	0,78	0,39	0,32	0,46	0,42	0,37									
		500	0,47	0,40	0,67	0,72	0,74	0,77	0,78	0,79	0,80	0,81	0,82	0,40	0,31	0,44	0,37	0,23									
		150	0,07	0,53	0,70	0,78	0,84	0,88	0,91	0,93	0,95	0,97	0,98	0,52	0,34	0,24	0,16	0,11									
	12	750 et plus	0,73	0,79	0,83	0,84	0,84	0,88	0,89	0,91	0,91	0,93	0,93	0,75													
		500	0,48	0,77	0,81	0,84	0,86	0,88	0,89	0,89	0,92	0,93	0,93	0,72													
		150	0,34	0,77	0,82	0,87	0,89	0,92	0,95	0,95	0,97	0,98	0,98	0,32													

* Ces coefficients sont applicables dans le cas où la TEMPERATURE intérieure reste CONSTANTE pendant le fonctionnement de l'installation. Si on prévoit une certaine variation de la température intérieure, on admettra un amortissement supplémentaire. Voir alors table 13.
 Si l'éclairage reste en route pendant toute la durée de fonctionnement de l'installation, prendre un coefficient de 1,00.

L'éclairage reste en route pendant plus ou moins de 10 heures.

On devra alors apporter une correction aux valeurs de la table, de la façon exposée ci-dessous :

A - L'ECLAIRAGE RESTE EN ROUTE MOINS DE 10 HEURES, alors que la durée de fonctionnement de l'installation est de 12, 16 et 24 heures à l'époque des gains maxima.

1. L'installation fonctionne 24 heures par jour :
 - a) Utiliser le coefficient donné jusqu'à l'heure où l'éclairage est arrêté.
 - b) Opérer une translation des coefficients au-delà de la 10^{ème} heure (valeurs à droite du trait gras) vers la gauche, de façon telle que l'on obtienne un décalage horaire égal à la différence entre 10 heures et le nombre d'heures pendant lesquelles l'éclairage est en route. Les cases correspondant aux dernières heures de la journée sont alors vides.
 - c) Extrapoler les valeurs correspondant aux dernières heures, de façon à obtenir le même taux de variation que pour les dernières valeurs indiquées.
2. L'installation fonctionne 16 heures par jour :
 - a) Procéder d'abord comme si l'installation fonctionnait pendant 24 heures (voir ci-dessus).
 - b) Etablir alors un nouveau tableau. Prendre comme nouvelles valeurs entre l'heure d'allumage et l'heure d'arrêt, la somme des valeurs suivantes relatives à 24 heures :
 Pour 0 heure - Somme des valeurs pour l'heure repérée 0 et la 16^{ème} heure.
 Pour 1 heure - Somme des valeurs pour la 1^{ère} heure et la 17^{ème} heure, et ainsi de suite jusqu'à l'heure où l'éclairage est stoppé. Compléter alors jusqu'à la 16^{ème} heure avec les valeurs correspondantes établies en (2a).
3. L'installation fonctionne 12 heures par jour :
 - a) Procéder comme si l'installation fonctionnait pendant 24 heures (voir 1a).
 - b) Etablir alors le nouveau tableau. Prendre comme nouvelles valeurs entre l'heure d'allumage et l'heure d'arrêt, la somme des valeurs suivantes relatives à 24 heures :
 Pour 0 heure - Somme des valeurs pour l'heure repérée 0 et la 12^{ème} heure.

Pour 1 heure - Somme des valeurs pour la 1^{ère} et la 13^{ème} heure, et ainsi de suite jusqu'à l'heure où l'éclairage est stoppé. Compléter alors jusqu'à la 12^{ème} heure avec les valeurs correspondantes établies en (3a).

B - L'ECLAIRAGE RESTE EN ROUTE PLUS DE 10 HEURES, alors que la durée de fonctionnement de l'installation est de 12, 16 et 24 heures à l'époque des gains maxima.

1. L'installation fonctionne 24 heures par jour :
 - a) Utiliser jusqu'à la 10^{ème} heure la valeur donnée dans la Table.
 - b) Opérer une translation des coefficients au-delà de la 10^{ème} heure (valeurs à droite du trait gras) vers la droite, de façon telle que l'on obtienne un décalage horaire égal à la différence entre le nombre d'heures pendant lesquelles l'éclairage est en route et 10 heures. Ne pas tenir compte des dernières valeurs.
 - c) Cambier les vides en extrapolant par rapport à la 10^{ème} heure, en adoptant le même taux de variation que pour les heures comprises entre la 8^{ème} et la 10^{ème}.
2. L'installation fonctionne pendant 16 ou 12 heures par jour :

Etablir un nouveau tableau ; pour cela :

 - a) Procéder d'abord comme si l'installation fonctionnait pendant 24 heures
 - b) Etablir alors le nouveau tableau.
 Prendre comme nouvelles valeurs entre l'heure d'allumage et l'heure d'arrêt, la somme des valeurs suivantes, relatives à 24 heures :
 Pour 0 heure - Somme des valeurs pour l'heure repérée 0 et la 16^{ème} heure.
 Pour 1 heure - Somme des valeurs pour la 1^{ère} heure et la 17^{ème} heure, et ainsi de suite jusqu'à l'heure où l'éclairage est stoppé, en extrapolant pour les heures supérieures à la 8^{ème}.
 Compléter alors jusqu'à la 16^{ème} heure avec les valeurs correspondantes établies en (2a).
 Procéder comme en (2) mais les nouvelles valeurs entre l'heure d'allumage et l'heure d'arrêt, seront données par la somme des valeurs pour l'heure repérée 0 et la 12^{ème} heure, et ainsi de suite.

Table 5 - Gains dus à l'éclairage.

TYPE	GAINS SENSIBLES * Kcal/h
Fluorescent	Puissance utile Watts $\times 1,25 \dagger \times 0,86$
Incandescent	Puissance utile Watts $\times 0,86$

* Gains réels dus à l'éclairage d'après la table 4.

† Ces 25% supplémentaires correspondent à la puissance absorbée dans le ballast.

Table 6 - Gains dus aux tuyauteries en acier (non isolées).
Kcal / h par mètre linéaire

DIAMÈTRE EXTERIEUR DU TUBE (mm)	TEMPÉRATURE DE L'EAU					PRESSION (Kg/cm ² Abs) ET TEMPÉRATURE DE LA VAPEUR		
	50	60	70	80	90	1,4 109°C	4,5 147°C	8 170°C
	DIFFÉRENCE DE TEMPÉRATURE °C					80°	127°	150°
12,0	12,6	17,95	22,7	29,9	33,6	51,2	82,8	107,5
21,0	19,5	27,6	36,4	46,0	56,2	78,6	126,3	165,7
33,7	30,1	42,7	56,5	71,0	88,8	123,1	198,6	256,4
42,4	38,2	52,9	69,8	86,9	108,2	149,9	242,2	317,8
48,3	41,9	59,2	78,2	98,6	120,8	168,0	272,0	356,6
40,2	50,6	72,0	94,9	118,6	146,4	196,1	318,5	418,0
76,1	43,5	89,9	118,6	149,5	182,9	234,7	414,0	542,0
86,9	72,4	94,0	137,1	172,9	201,1	263,8	460,0	602,0
101,6	82,8	117,1	159,4	193,0	238,1	322,2	539,0	708,0
133,0	106,4	150,4	199,4	250,4	308,0	426,0	696,5	933,0
159,0	125,5	177,1	233,8	294,9	361,0	502,0	818,0	1076,0
193,7	150,8	213,4	281,0	354,4	424,0	600,4	974,0	1285,0
244,5	187,4	264,5	349,4	440,4	539,0	749,0	1219,0	1606,0
273,0	207,6	293,3	387,0	488,0	597,0	848,0	1365,0	1822,0

* pour une température ambiante de 20 °C.

**Table 7 - Rapport de rayonnement ϵ (rayonnement total)
et ϵ_n (rayonnement dans la direction de la normale à la surface)
à la température de divers corps.**

Corps ou surfaces	t °C	ϵ_n —	ϵ —
Corps absolument noirs		1	1
Métaux :			
Aluminium brillant de laminage	170	0,039	0,049
poli	23	0,052	
Plomb, oxydé gris	20	0,28	
Fer, acier : avec calamine de laminage	20	0,77	
avec croûte de coulée	100	0,80	
poli à l'émeri	20	0,24	
fortement rouillé	20	0,85	
étamé brillant	24	0,056-0,086	
galvanisé	28	0,23	
Cuivre : clair	20	0,070	
oxydé noir	20	0,78	
Laiton : poli	20	0,05	
mat	20	0,22	
Peintures			
Bronze d'aluminium	100	0,2-0,4	
Laques pour radiateurs (couleur quelconque)	100	0,925	
Laques, vernis-émail	20	0,85-0,95	
Minium	100	0,93	
Peinture silicatée, à la suie	20	0,96	
Corps divers			
Ardoise d'amiante, rugueuse	20	0,96	
Carton bitumé	20	0,93	
Glace lisse	0	0,966	0,918
rugueuse	0	0,985	
Eau	0	0,966	0,918
Verre, lisse	90	0,94	0,876
Bois lisse (hêtre)	70	0,935	0,91
Papier	95	0,92	0,89
Porcelaine glacée	20	0,92-0,94	
Argile cuite, blanche, fine	70	0,91	0,86
Brique, mortier, enduit	20	0,93	
Chamotte		0,85	

Le rapport de rayonnement des corps métalliques croît légèrement avec la température, celui des corps non métalliques le plus souvent décroît un peu.

Lorsqu'aucun chiffre n'est donné pour le rayonnement total ϵ , on peut approximativement écrire pour les surfaces métalliques brillantes $\epsilon/\epsilon_n = 1,2$, pour les autres corps avec une surface lisse $\epsilon/\epsilon_n = 0,95$, avec une surface rugueuse $\epsilon/\epsilon_n = 0,98$.

Table 8 - Résistance thermique R - Matériaux de construction et d'isolation.
($^{\circ}\text{C}\cdot\text{m}^2\cdot\text{h} / \text{kcal}$)

MATÉRIAU	DESCRIPTION	Épaisseur (mm)	Poids spécifique (Kg/m ³)	RÉSISTANCE R	
				par m ² d'épaisseur	pour l'épaisseur considérée $\times 10^{-3}$
MATÉRIAU DE CONSTRUCTION					
PANNEAUX OU PLAQUES	Fibrage ciment		1920	2,0	
	Pierre au ciment		800	7,3	
	Caoutchouc		544	10,2	
	Bois		416	10,2	
	Fibre de bois - Homogène ou en lames		496	16,1	
	Fibre de bois comprimée		1040	5,8	
	Bois - Pfn ou sapin		512	10,0	
PAPIER DE CONSTRUCTION	Papier perméable			-	12
	Papier imperméable			-	24
	Enduit plastique			-	Négl.
BOIS	Érable, châne ou essences dures		720	7,3	
	Pin, sapin ou essences tendres		512	10,1	
ÉLÉMENTS DE MACONNERIE	Brique ordinaire		1920	1,64	
	Brique de parement		2080	0,90	
	Briques creuses :				
	1 Alvéoles	75	960	-	164
	1 Alvéoles	100	768	-	128
	2 Alvéoles	150	800	-	312
	2 Alvéoles	200	720	-	379
	2 Alvéoles	250	672	-	455
	3 Alvéoles	300	640	-	520
	Agglomérés creux - 3 Alvéoles ovales - Sable et gravier	75	1216	-	82
		100	1104	-	143
		150	1074	-	186
		200	1024	-	237
		300	1008	-	262
	Béton de scories	75	1008	-	174
		100	960	-	227
		150	864	-	308
		200	896	-	353
		300	848	-	383
	Béton léger (Pouzzolane, Ponce...)	75	960	-	260
		100	832	-	308
		200	768	-	410
		300	688	-	415
Carreaux de plâtre	Plains	75	720	-	259
	4 Alvéoles	75	540	-	277
	3 Alvéoles	100	608	-	334
	Pierre calcaire ou siliceuse		2400	0,64	

Table 9 - Gains dus au ventilateur de soufflage.
Ventilateur en aval des batteries ††

	HAUTEUR MANOMETRIQUE TOTALE en CE	INSTALLATION CENTRALISEE †					INSTALLATION NON CENTRALISEE (ARMOIRE) **				
		DIFFERENCE DE TEMP. ENTRE AIR DU LOCAL ET AIR SOUFFLE (°C)					DIFFERENCE DE TEMP. ENTRE AIR DU LOCAL ET AIR SOUFFLE (°C)				
		5°	7°5'	10°	12°5'	15°	5°	7°5'	10°	12°5'	15°
POURCENTAGE DES GAINS SENSIBLES DU LOCAL *											
MOTEUR DU VENTILATEUR A L'EXTERIEUR DU LOCAL CONDITIONNE OU DU CIRCUIT D'AIR †	10	0,99	0,66	0,49	0,40	0,33	7,00	1,24	1,00	0,88	0,67
	15	1,32	0,88	0,66	0,53	0,44	3,30	2,20	1,65	1,32	1,10
	20	2,47	1,78	1,33	1,07	0,89	4,35	2,90	2,17	1,74	1,43
	30	4,00	2,64	2,00	1,60	1,33	6,66	4,44	3,33	2,66	2,22
	40	5,34	3,54	2,67	2,15	1,78	7,00	6,00	4,50	3,90	3,00
	50	7,00	4,64	3,50	2,81	2,34	11,70	7,80	5,85	4,64	3,90
	60	8,34	5,54	4,17	3,34	2,78	13,74	9,16	6,87	5,50	4,58
	80	12,30	8,20	6,15	4,91	4,10	20,40	13,60	10,20	8,15	6,80
	100	16,35	10,90	8,17	6,54	5,45					
	125	21,60	14,40	10,80	8,64	7,20					
	150	27,30	18,20	12,65	10,10	9,10					
	200	42,90	28,00	21,00	16,70	14,00					
MOTEUR DU VENTILATEUR A L'INTERIEUR DU LOCAL CONDITIONNE OU DU CIRCUIT D'AIR ††	10	1,32	0,88	0,66	0,53	0,44	2,70	1,80	1,35	1,08	0,90
	15	2,47	1,78	1,33	1,07	0,89	3,64	2,44	1,88	1,46	1,22
	20	3,30	2,20	1,65	1,32	1,10	3,84	2,56	1,92	1,54	1,28
	30	5,00	3,24	2,50	2,00	1,67	7,65	5,10	3,83	3,05	2,55
	40	6,66	4,44	3,33	2,66	2,22	10,32	6,88	5,16	4,12	3,44
	50	9,00	6,00	4,50	3,60	3,00	13,50	9,00	6,75	5,40	4,50
	60	10,66	7,12	5,34	4,30	3,54	16,65	11,00	8,28	6,63	5,53
	80	15,60	10,40	7,80	6,25	5,20	22,40	15,60	11,70	9,50	7,80
	100	20,10	13,40	10,00	8,05	6,70					
	125	26,70	17,80	13,35	10,07	8,90					
	150	33,30	22,20	16,65	13,30	11,10					
	200	50,40	32,60	25,20	20,00	16,80					

* Ces valeurs tiennent compte de ce qu'une certaine proportion de l'énergie fournie au ventilateur est dissipée dans la salle des machines.
† La hauteur manométrique totale doit tenir compte de la pression dynamique ou refoulement, si la vitesse correspondante est supérieure à 6 m/sec.

† Rendement du ventilateur pris égal à 70 %

** Rendement du ventilateur pris égal à 50 %

†† Rendement de la transmission pris égal à 80 %

‡ Si le ventilateur est situé en aval des batteries, ces gains sont fournis à l'air de soufflage et s'ajoutent aux gains sensibles du local.
‡‡ Si le ventilateur est situé en amont des batteries, ces gains s'ajoutent au bilan frigorifique total de l'installation.

Table 10 - Majorations Z_{10} pour interruption d'exploitation
et compensation des parois extérieures froides

Majorations groupées $Z_n = Z_s + Z_A$

Mode d'exploitation	Coefficient D	0,1 à 0,29	0,30 à 0,69	0,70 à 1,49	1,5
I	Exploitation réduite	7	7	7	7
II	Interruption de 9 à 12 h de durée	20	15	15	15
III	Interruption de 12 à 16 h de durée	30	25	20	15

Le tableau suivant donne quelques lois de conversion d'unités nécessaires pour l'utilisation des tables n°11 et n°12.

Débit	1 m/s = $2,119 \times 10^3$ ft ³ /min. (ft ³ /min = cfm.)
Longueur	1 m = 3,281 ft. 1 mm = 0,03937 mm.
Perte de charge	1 Pa = $4,019 \times 10^{-3}$ in.H ₂ O. 1 in.H ₂ O = 25,4 mmCE.
Vitesse	1 m/s = 196,86 ft / min.

Table 11 - Caractéristiques des diffuseurs plafonniers à induction interne.**Table 10-3 PERFORMANCE DATA FOR A TYPICAL ROUND CEILING DIFFUSER**

Size	Neck Velocity, ft/min Velocity Pressure	400 0.010	500 0.016	600 0.023	700 0.031	800 0.040	900 0.051	1000 0.063	1200 0.090
6 in.	Total pressure	0.026	0.041	0.059	0.079	0.102	0.130	0.161	0.230
	Flow rate, cfm	80	100	120	140	160	180	200	235
	Radius of diffusion, ft	2-2-4	2-3-5	2-4-6	3-4-7	3-5-8	4-5-9	4-6-10	5-7-11
	NC	—	—	14	19	23	26	30	35
8 in.	Total pressure	0.033	0.052	0.075	0.101	0.130	0.166	0.205	0.292
	Flow rate, cfm	140	175	210	245	280	315	350	420
	Radius of diffusion, ft	2-4-6	3-4-7	4-5-9	4-6-10	5-7-11	5-8-13	6-9-14	7-11-17
	NC	—	15	21	26	31	34	37	44
10 in.	Total pressure	0.027	0.043	0.062	0.084	0.108	0.138	0.170	0.243
	Flow rate, cfm	220	270	330	380	435	490	545	655
	Radius of diffusion, ft	3-4-7	3-5-8	4-6-10	5-7-11	5-8-13	6-9-15	7-10-16	8-12-20
	NC	—	11	17	21	26	30	33	39
12 in.	Total pressure	0.026	0.042	0.060	0.081	0.105	0.134	0.166	0.236
	Flow rate, cfm	315	390	470	550	630	705	785	940
	Radius of diffusion, ft	3-5-8	4-6-10	5-7-12	6-8-13	6-10-15	7-11-17	8-12-19	10-14-23
	NC	—	11	17	22	26	30	33	39
24 in.	Total pressure	0.024	0.038	0.054	0.073	0.094	0.120	0.148	0.211
	Flow rate, cfm	1260	1570	1880	2200	2510	2820	3140	3770
	Radius of diffusion, ft	6-9-15	8-12-19	9-14-22	11-16-26	12-19-30	14-21-34	16-23-37	19-28-45
	NC	—	13	19	24	28	32	35	41
36 in.	Total pressure	0.024	0.038	0.055	0.074	0.096	0.122	0.151	0.216
	Flow rate, cfm	2820	3520	4230	4930	5630	6340	7040	8450
	Radius of diffusion, ft	9-14-22	12-18-28	14-21-34	16-25-39	19-28-45	21-32-50	23-35-56	28-42-67
	NC	—	15	21	26	30	34	38	43

1. All pressures are in in. H₂O.

2. Minimum radii of diffusion are to a terminal velocity of 150 ft/min, middle to 100 ft/min, and maximum to 50 ft/min.

3. The NC values are based on a room absorption of 18 Db, re 10⁻¹¹ watts or 8 Db, re 10⁻¹² watts.

Dimensions

A	B	Size C	D	E
6	6½	11½	1¾	1¼
8	8½	14¾	2¼	1½
10	10½	18½	2¾	2¼
12	12½	22	3¼	2¾
			7¾	
24	24½	43½	10¼	6¾
36	36½	64½	10¼	8¾

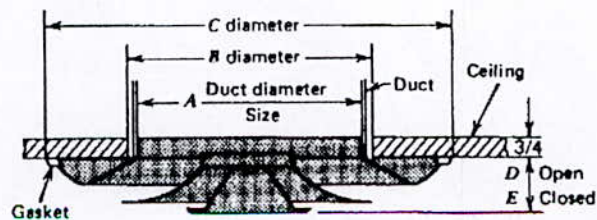


Table 12 - Caractéristiques des grilles de reprises.

A_r	Size, inches			Core Velocity fpm	200	300	400	500	600	700	800	
					Velocity Pressure	0.002	0.006	0.010	0.016	0.023	0.031	0.040
					Negative Static Pressure	0.011	0.033	0.055	0.088	0.126	0.170	0.220
0.34 ft ²	16 × 4 12 × 5	10 × 6		cfm	70	100	135	170	205	240	270	
				NC			13	20	25	30	33	
0.39 ft ²	18 × 4 14 × 5	12 × 6 8 × 8		cfm	80	115	155	195	235	275	310	
				NC			14	21	26	31	34	
0.46 ft ²	20 × 4 16 × 5	14 × 6 10 × 8		cfm	90	140	185	230	275	320	370	
				NC			15	22	27	32	35	
0.52 ft ²	24 × 4 18 × 5	16 × 6		cfm	105	155	210	260	310	365	415	
				NC			16	23	28	33	36	
0.60 ft ²	28 × 4 20 × 5	18 × 6 12 × 8	10 × 10	cfm	120	180	240	300	360	420	480	
				NC			17	24	29	34	37	
0.69 ft ²	30 × 4 24 × 5	20 × 6 14 × 8	12 × 10	cfm	140	205	275	345	415	485	550	
				NC			17	24	29	34	37	
0.81 ft ²	36 × 4 28 × 5	22 × 6 16 × 8	14 × 10	cfm	160	245	325	405	485	565	650	
				NC		10	18	25	30	35	38	
0.90 ft ²	40 × 4 30 × 5	26 × 6 18 × 8	16 × 10 12 × 12	cfm	180	270	360	450	540	630	720	
				NC		11	19	26	31	36	39	
1.07 ft ²	48 × 4 36 × 5	30 × 6 18 × 10	14 × 12	cfm	215	320	430	535	640	750	855	
				NC		12	20	27	32	37	40	
1.18 ft ²	34 × 6 24 × 8	20 × 10 16 × 12	14 × 14	cfm	235	355	470	590	710	825	945	
				NC		13	21	28	33	38	41	
1.34 ft ²	60 × 4 48 × 5	36 × 6 18 × 12	16 × 14	cfm	270	400	535	670	805	940	1070	
				NC		13	21	28	33	38	41	
1.60 ft ²	72 × 2 30 × 8	24 × 10 22 × 12	18 × 14 16 × 16	cfm	320	480	640	800	960	1120	1280	
				NC		14	22	29	34	39	42	
1.80 ft ²	60 × 5 48 × 6	36 × 12 30 × 10	24 × 12 20 × 14	18 × 16	cfm	360	540	720	900	1080	1260	1440
					NC		15	23	30	35	40	43
2.08 ft ²	72 × 5 60 × 6	40 × 8 36 × 10	30 × 12 24 × 14	20 × 16 18 × 18	cfm	415	625	830	1040	1250	1460	1660
					NC		16	24	31	36	41	44
2.45 ft ²	72 × 6 48 × 8	32 × 12 26 × 14	24 × 16 20 × 18		cfm	490	735	980	1220	1470	1720	1960
					NC		17	25	32	37	42	45
2.78 ft ²	36 × 12 30 × 14	26 × 16 24 × 18	22 × 20		cfm	555	835	1110	1390	1670	1950	2220
					NC		18	26	33	38	43	46
3.11 ft ²	60 × 8 40 × 10	40 × 12 36 × 14	30 × 16 26 × 18	24 × 20	cfm	620	935	1240	1560	1870	2180	2490
					NC		19	27	34	39	44	47
3.61 ft ²	72 × 8 60 × 10	48 × 12 36 × 16	30 × 18 24 × 24		cfm	720	1080	1440	1800	2170	2530	2890
					NC		20	28	35	40	45	48

1. All pressures are in in. H₂O.

2. The NC values are based on a room absorption of 8 dB, Re 10⁻¹² watts, and one return.

Source: Reprinted by permission of Environmental Elements Corporation, Dallas, Texas.

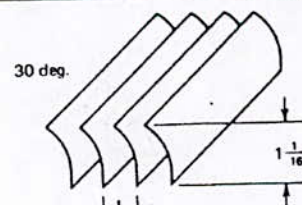


Table 13 - Vitesses maximales recommandées dans les réseaux basse pression (m/s).

APPLICATION	FACTEUR LIMITATIF NIVEAU DE BRUIT GAINES PRINCIPALES	FACTEUR LIMITATIF - PERTE DE CHARGE			
		GAINES PRINCIPALES		DERIVATIONS	
		SOUFFLAGE	REPRISE	SOUFFLAGE	REPRISE
Pavillons	3,0	5,0	4,0	3,0	3,0
Appartements Chambre d'hôtel Chambre d'hôpital	5,0	7,5	6,5	6,0	5,0
Bureaux privés Bureaux de direction Bibliothèques	6,0	10,0	7,5	8,0	6,0
Théâtres Auditorium	4,0	6,5	5,5	5,0	4,0
Bureaux communs Restaurants Magasins de luxe Banques	7,5	10,0	7,5	8,0	6,0
Magasins courants Cafeterias	9,0	10,0	7,5	8,0	6,0
Industrie	12,5	15,0	9,0	11,0	7,5

Table 14 - Diamètres* et sections équivalents des gaines rectangulaires classe de la gaine.

Dimensions dm	1,5		2,0		2,5		3,0		3,5		4,0		4,5		5,0		5,5	
	Diam. dm	Sect. dm ²	Diam. dm	Sect. dm ²	Diam. dm	Sect. dm ²	Diam. dm	Sect. dm ²	Diam. dm	Sect. dm ²	Diam. dm	Sect. dm ²	Diam. dm	Sect. dm ²	Diam. dm	Sect. dm ²	Diam. dm	Sect. dm ²
2,5	2,10	3,46	2,44	4,67	2,73	5,86												
3,0	2,28	4,10	2,66	5,70	2,99	7,02	3,28	8,44										
3,5	2,45	4,71	2,86	6,44	3,22	8,15	3,54	9,84	3,82	11,5								
4,0	2,60	5,31	3,04	7,29	3,43	9,25	3,77	11,2	4,08	13,1	4,37	15,0						
4,5	2,74	5,89	3,21	8,11	3,63	10,3	3,99	12,5	4,33	14,7	4,63	16,9	4,91	19,0				
5,0	2,87	6,46	3,37	8,92	3,81	11,4	4,20	13,8	4,55	16,3	4,88	18,7	5,18	21,1	5,46	23,5		
5,5	2,99	7,01	3,51	9,70	3,97	12,4	4,39	15,1	4,76	17,8	5,11	20,5	5,43	23,1	5,73	25,8	6,01	28,4
6,0	3,10	7,55	3,65	10,5	4,13	13,4	4,57	16,4	4,96	19,3	5,33	22,3	5,66	25,2	5,98	28,1	6,28	30,9
6,5	3,21	8,27	3,78	11,2	4,28	14,4	4,74	17,6	5,15	20,8	5,53	24,0	5,88	27,2	6,22	30,4	6,53	33,5
7,0	3,31	8,60	3,90	11,9	4,43	15,4	4,90	18,9	5,33	22,3	5,73	25,7	6,09	29,2	6,44	32,6	6,77	36,0
7,5	3,40	9,11	4,02	12,7	4,56	16,4	5,05	20,1	5,50	23,8	5,91	27,4	6,30	31,2	6,66	34,8	7,00	38,5
8,0	3,50	9,61	4,13	13,4	4,69	17,3	5,20	21,2	5,66	25,2	6,10	29,1	6,49	33,1	6,86	37,0	7,21	40,9
8,5	3,59	10,1	4,24	14,1	4,82	18,2	5,34	22,4	5,82	26,6	6,26	30,8	6,67	35,0	7,06	39,2	7,43	43,4
9,0	3,67	10,6	4,34	14,8	4,94	19,2	5,48	23,6	5,96	28,0	6,43	32,4	6,85	36,9	7,25	41,3	7,63	45,7
9,5	3,75	11,1	4,44	15,5	5,05	20,1	5,60	24,7	6,11	29,4	6,58	34,1	7,02	38,8	7,44	43,5	7,83	48,1
10,0	3,83	11,6	4,54	16,2	5,17	21,0	5,73	25,8	6,25	30,7	6,74	35,7	7,19	40,6	7,61	45,6	8,02	50,5
10,5	3,91	12,0	4,63	16,8	5,27		5,86	27,0	6,39	32,1	6,89	37,2	7,35	42,4	7,78	47,6	8,20	52,8
11,0	3,98	12,5	4,72	17,5	5,38		5,97	28,0	6,52	33,4	7,03	38,8	7,50	44,2	7,95	49,7	8,38	55,1
11,5	4,06	12,9	4,81	18,2	5,48	23,6	6,09	29,1	6,65	34,7	7,17	40,4	7,65	45,9	8,11	51,7	8,55	57,4
12,0	4,13	13,4	4,90	18,8	5,58	24,4	6,20	30,2	6,77	36,0	7,30	41,9	7,80	47,8	8,27	53,7	8,71	59,7
12,5			4,98	19,5	5,68	25,3	6,31	31,3	6,89	37,3	7,43	43,4	7,94	50,7	8,42	55,7	8,87	61,8
13,0			5,06	20,1	5,77	26,1	6,41	32,3	7,01	38,6	7,56	44,9	8,08	51,3	8,57	57,7	9,04	64,1
13,5			5,14	20,7	5,86	27,0	6,52	33,4	7,12	39,9	7,69	46,4	8,22	53,0	8,72	59,7	9,19	66,3
14,0			5,21	21,4	5,95	27,8	6,62	34,4	7,24	41,1	7,81	47,9	8,35	54,7	8,86	61,6	9,34	68,5
14,5			5,28	22,0	6,04	28,6	6,72	35,4	7,34	42,4	7,93	49,4	8,48	56,4	9,00	63,6	9,50	70,9
15,0			5,36	22,6	6,12	29,4	6,81	36,4	7,45	43,6	8,04	50,8	8,60	58,1	9,13	65,5	9,63	72,9
16,0			5,50	23,8	6,28	31,0	7,00	38,4	7,65	46,0	8,27	53,7	8,84	61,4	9,40	69,3	9,91	77,1
17,0					6,44	32,6	7,17	40,4	7,85	48,4	8,48	56,5	9,09	64,7	9,64	73,0	10,2	81,3
18,0					6,59	34,2	7,34	42,4	8,04	50,8	8,69	59,4	9,36	68,0	9,88	76,7	10,4	85,0
19,0					6,74	35,7	7,51	44,3	8,22	53,1	8,89	62,1	9,49	71,3	10,1	80,3	10,7	89,6
20,0					6,88	37,2	7,67	46,2	8,40	55,4	9,08	64,8	9,73	74,3	10,3	83,9	10,9	93,5
21,0							7,82	48,1	8,57	57,7	9,27	67,5	9,93	77,4	10,5	87,5	11,1	97,6
22,0							7,97	49,8	8,73	59,9	9,45	70,1	10,1	80,5	10,7	91,0	11,3	101,5
23,0							8,12	51,7	8,90	62,1	9,62	72,7	10,3	83,5	10,9	94,4	11,6	105,4
24,0							8,26	53,6	9,05	64,4	9,79	75,4	10,5	86,5	11,1	97,9	11,8	109,3
25,0									9,20	66,5	9,96	77,9	10,7	89,5	11,3	101,2	12,0	113,1
26,0									9,35	68,7	10,1	80,5	10,8	92,5	11,5	104,6	12,2	116,9
27,0									9,50	70,8	10,3	83,0	11,0	95,4	11,7	108,0	12,4	120,6
28,0									9,64	72,9	10,4	85,5	11,2	98,3	11,9	111,2	12,6	124,4
29,0										10,6	88,0	11,3	101,1	12,0	114,5	12,8	128,0	
30,0										10,7	90,4	11,5	104,0	12,2	117,7	12,9	131,4	
31,0										10,8	92,8	11,6	106,8	12,4	121,0	13,1	135,3	
32,0										11,0	95,2	11,8	109,5	12,5	124,1	13,3	139,0	
33,0											11,9	112,3	12,7	127,3	13,4	142,4		
34,0												12,1	115,1	12,9	130,6	13,6	146,0	
35,0												12,2	117,8	13,0	133,5	13,8	149,5	
36,0												12,4	120,5	13,2	136,6	13,9	153,0	

* Diamètre équivalent d_e calculé à partir de la relation $d_e = 1,3 \sqrt{\frac{a \cdot b}{a + b}}$

† Les chiffres en surimpression correspondent à la classe de la gaine

Table 14 - Diamètres* et sections équivalents des gaines rectangulaires classe de la gaine.+
(suite)

DIMEN- SIONS dm	6,0		6,5		7,0		7,5		8,0		8,5		9,0		9,5		10,0	
	Diam dm	Sect dm ²	Diam dm	Sect. dm ²	Diam dm	Sect. dm ²	Diam dm	Sect. dm ²	Diam dm	Sect. dm ²	Diam dm	Sect. dm ²	Diam dm	Sect. dm ²	Diam dm	Sect. dm ²	Diam dm	Sect. dm ²
2,5																		
3,0																		
3,5																		
4,0																		
4,5																		
5,0																		
5,5																		
6,0	6,55	33,8																
6,5	6,82	36,6	7,10	39,6														
7,0	7,08	39,3	7,37	42,7	7,65	46,0												
7,5	7,32	42,1	7,63	45,7	7,92	49,2	8,20	52,8										
8,0	7,55	44,8	7,87	48,6	8,17	52,5	8,47	56,3	8,74	60,5								
8,5	7,77	47,5	8,11	51,6	8,42	55,7	8,72	59,8	9,01	63,8	9,3	67,8						
9,0	7,99	50,1	8,32	54,4	8,66	58,9	8,97	63,2	9,27	67,5	9,6	71,8	9,8	76,0				
9,5	8,20	52,8	8,55	57,4	8,89	62,0	9,21	66,6	9,52	71,2	9,8	75,7	10,1	80,2	10,4	84,7		
10,0	8,40	55,4	8,76	60,3	9,11	65,2	9,44	70,0	9,76	74,8	10,1	79,6	10,4	84,4	10,6	89,1	10,9	93,8
10,5	8,59	58,0	8,97	63,1	9,32	68,3	9,67	73,4	10,0	77,2	10,3	83,5	10,6	88,5	10,9	93,5	11,2	98,5
11,0	8,78	60,5	9,17	65,9	9,53	71,3	9,89	76,7	10,2	82,0	10,5	87,4	10,9	92,7	11,2	97,9	11,5	103,1
11,5	8,96	63,1	9,36	68,7	9,73	74,4	10,1	80,0	10,4	85,6	10,8	91,2	11,1	96,8	11,4	102,5	11,7	107,8
12,0	9,14	65,6	9,54	71,5	9,93	77,4	10,3	83,3	10,6	89,2	11,0	95,0	11,3	100,8	11,6	106,3	12,0	112,4
12,5	9,31	68,1	9,72	74,3	10,1	80,4	10,5	86,6	10,9	92,7	11,2	98,8	11,6	104,8	11,9	110,9	12,2	116,9
13,0	9,48	70,6	9,90	77,0	10,3	83,4	10,7	89,8	11,1	96,2	11,4	102,5	11,8	108,8	12,1	115,2	12,4	121,5
13,5	9,64	73,0	10,1	79,7	10,5	86,4	10,9	93,0	11,3	99,6	11,6	106,2	12,0	112,8	12,3	119,4	12,7	126,0
14,0	9,80	75,4	10,2	82,4	10,7	89,3	11,1	96,2	11,5	103,1	11,8	109,9	12,2	116,8	12,5	123,6	12,9	130,4
14,5	9,96	77,9	10,4	85,0	10,8	92,2	11,2	99,3	11,6	106,5	12,0	113,6	12,4	120,7	12,8	127,8	13,1	134,9
15,0	10,1	80,9	10,6	87,7	11,0	95,1	11,4	102,5	11,8	109,9	12,2	117,3	12,6	124,6	13,0	132,0	13,3	139,3
16,0	10,4	85,0	10,9	92,9	11,3	100,8	11,8	108,7	12,2	116,6	12,6	124,5	13,0	132,4	13,4	140,2	13,7	148,1
17,0	10,7	89,7	11,2	98,1	11,6	106,0	12,1	114,9	12,5	123,3	12,9	131,6	13,3	140,0	13,7	148,4	14,1	156,8
18,0	11,0	94,3	11,5	103,2	11,9	112,0	12,4	120,9	12,9	129,8	13,3	138,7	13,7	147,6	14,1	156,5	14,5	165,3
19,0	11,2	98,6	11,7	108,2	12,2	117,5	12,7	126,9	13,2	136,3	13,6	145,7	14,0	155,1	14,5	164,5	14,9	173,8
20,0	11,5	103,3	12,0	113,2	12,5	123,0	13,0	132,8	13,5	142,7	13,9	152,6	14,4	162,5	14,8	172,3	15,2	182,2
21,0	11,7	107,8	12,3	118,1	12,8	128,4	13,3	138,7	13,8	149,0	14,2	159,4	14,7	169,8	15,1	180,1	15,6	190,5
22,0	11,9	112,2	12,5	122,9	13,0	133,7	13,6	144,5	14,1	155,3	14,5	166,2	15,0	177,0	15,5	187,9	15,9	198,8
23,0	12,2	116,5	12,8	127,7	13,3	139,0	13,8	150,2	14,3	161,5	14,8	172,8	15,3	184,2	15,8	195,5	16,2	206,9
24,0	12,4	120,9	13,0	132,5	13,5	144,2	14,1	155,9	14,6	167,6	15,1	179,5	15,6	191,3	16,1	203,1	16,5	215,0
25,0	12,6	125,1	13,2	137,2	13,8	149,3	14,3	161,5	14,9	173,7	15,4	186,0	15,9	198,3	16,4	210,6	16,9	223,0
26,0	12,8	129,6	13,4	141,8	14,0	154,4	14,6	167,0	15,1	179,8	15,7	192,5	16,2	205,3	16,7	218,1	17,1	230,9
27,0	13,0	133,5	13,7	146,5	14,2	159,5	14,8	172,6	15,4	185,7	15,9	198,9	16,4	212,2	17,0	225,5	17,4	238,8
28,0	13,2	137,6	13,9	151,1	14,5	164,5	15,1	178,0	15,6	191,7	16,2	205,3	16,7	219,0	17,2	232,8	17,7	246,6
29,0	13,4	141,7	14,1	155,5	14,7	169,5	15,3	183,5	15,9	197,5	16,4	211,6	17,0	225,8	17,5	240,0	18,0	254,3
30,0	13,6	145,8	14,3	160,0	14,9	174,4	15,5	188,8	16,1	203,3	16,7	217,9	17,2	232,6	17,7	247,2	18,3	262,0
31,0	13,8	149,9	14,5	164,5	15,1	179,3	15,7	194,2	16,3	209,1	16,9	224,0	17,5	239,2	18,0	254,4	18,5	269,5
32,0	14,0	153,9	14,7	168,9	15,3	184,1	15,9	199,4	16,5	214,8	17,1	230,3	17,7	245,9	18,2	261,5	18,8	277,1
33,0	14,2	157,8	14,9	173,3	15,5	188,9	16,2	204,7	16,8	220,5	17,4	236,4	17,9	252,5	18,5	268,5	19,0	284,6
34,0	14,35	161,8	15,0	177,7	15,7	193,7	16,3	209,9	17,0	226,2	17,6	242,5	18,2	259,0	18,7	275,5	19,3	292,1
35,0	14,53	165,7	15,2	182,0	15,9	198,5	16,5	215,1	17,2	231,8	17,8	248,6	18,4	265,5	19,0	282,4	19,5	299,5
36,0	14,70	169,5	15,4	186,3	16,1	203,2	16,7	220,2	17,4	237,3	18,0	254,6	18,6	271,9	19,2	289,3	19,8	306,8

* Diamètre équivalent d_e calculé à partir de la relation $d_e = 1,3 \frac{(a \cdot b)^{0,625}}{(a + b)^{0,11}}$

† Les chiffres en surimpression correspondent à la classe de la gaine

Table 14 - Diamètres* et sections équivalents des gaines rectangulaires classe de la gaine.-
(suite)



DIMENSIONS dm	10,5		11,0		11,5		12,0		12,5		13,0		13,5		14,0		14,5	
	DIAM. dm	SECT. dm ²	DIAM. dm	SECT. dm ²	DIAM. dm	SECT. dm ²	DIAM. dm	SECT. dm ²	DIAM. dm	SECT. dm ²	DIAM. dm	SECT. dm ²	DIAM. dm	SECT. dm ²	DIAM. dm	SECT. dm ²	DIAM. dm	SECT. dm ²
10,0																		
10,5	11,4	103,4																
11,0	11,7	108,4	12,0	113,5														
11,5	12,0	113,3	12,3	118,7	12,6	124,1												
12,0	12,3	118,1	12,6	123,8	12,8	129,5	13,1	135,1										
12,5	12,5	122,9	12,8	128,9	13,1	134,8	13,4	140,7	13,7	146,6								
13,0	12,7	127,7	13,1	134,0	13,4	140,1	13,6	146,3	13,9	152,5	14,2	158,6						
13,5	13,0	132,5	13,3	139,0	13,6	145,4	13,9	151,9	14,2	158,3	14,5	164,1	14,8	171,0				
14,0	13,2	137,2	13,5	144,0	13,8	150,7	14,2	157,4	14,5	164,1	14,7	170,7	15,0	177,3	15,3	183,9		
14,5	13,4	141,9	13,8	149,0	14,1	155,9	14,4	162,9	14,7	169,8	15,0	176,7	15,3	183,6	15,6	190,5	15,8	197,3
15,0	13,7	146,6	14,0	153,9	14,3	161,1	14,6	168,4	15,0	175,6	15,2	182,7	15,5	189,9	15,8	197,0	16,1	204,1
16,0	14,1	155,9	14,4	163,7	14,8	171,5	15,1	179,2	15,4	187,0	15,7	194,6	16,0	202,3	16,3	210,0	16,6	217,5
17,0	14,5	165,1	14,9	173,4	15,1	181,7	15,5	190,0	15,9	198,2	16,2	206,4	16,5	214,6	16,8	222,8	17,1	230,9
18,0	15,0	174,2	15,3	183,0	15,6	191,8	16,0	200,6	16,3	209,4	16,7	218,0	17,0	226,8	17,3	235,6	17,6	244,2
19,0	15,3	183,2	15,7	192,5	16,0	201,9	16,4	211,1	16,7	220,4	17,1	229,7	17,4	238,9	17,8	248,2	18,1	257,3
20,0	15,6	192,1	16,0	201,9	16,4	211,8	16,8	221,6	17,2	231,4	17,5	241,2	17,9	250,9	18,2	260,7	18,5	270,3
21,0	16,0	200,9	16,4	211,2	16,8	221,6	17,2	231,9	17,6	242,2	17,9	252,5	18,3	262,8	18,6	273,0	19,0	283,3
22,0	16,3	209,6	16,8	220,5	17,2	231,3	17,6	242,2	18,0	253,0	18,3	263,8	18,7	274,6	19,1	285,4	19,4	296,1
23,0	16,7	218,3	17,1	229,6	17,5	241,0	17,9	252,3	18,3	263,7	18,7	275,0	19,1	286,3	19,5	297,6	19,8	308,8
24,0	17,0	226,8	17,4	238,7	17,9	250,5	18,3	262,4	18,7	274,2	19,1	286,0	19,5	297,9	19,9	309,7	20,2	321,4
25,0	17,3	235,3	17,8	247,7	18,2	260,0	18,6	272,4	19,0	284,7	19,4	297,0	19,8	309,4	20,2	321,7	20,6	333,9
26,0	17,6	243,7	18,1	256,6	18,5	269,4	19,0	282,3	19,4	295,1	19,8	307,9	20,1	320,8	20,6	333,6	21,0	346,4
27,0	17,9	251,9	18,4	265,4	18,8	278,7	19,3	292,0	19,7	305,4	20,1	318,8	20,6	331,1	21,0	345,4	21,4	358,7
28,0	18,2	260,3	18,7	274,2	19,1	288,0	19,6	301,8	20,0	315,7	20,5	329,5	20,9	343,3	21,3	357,2	21,7	371,0
29,0	18,5	268,6	19,0	282,8	19,4	297,2	19,9	311,5	20,4	325,8	20,8	340,1	21,2	354,4	21,7	368,8	22,1	383,1
30,0	18,8	276,7	19,3	291,5	19,7	306,3	20,2	321,1	20,7	335,9	21,1	350,7	21,6	365,5	22,0	380,4	22,4	395,1
31,0	19,0	284,8	19,6	300,0	20,0	315,3	20,5	330,6	21,0	345,9	21,4	361,2	21,9	376,5	22,3	391,9	22,8	407,1
32,0	19,3	292,8	19,8	308,5	20,3	324,3	20,8	340,0	21,3	355,8	21,7	371,7	22,2	387,4	22,7	403,3	23,1	419,1
33,0	19,6	300,8	20,1	317,0	20,6	333,2	21,1	349,4	21,6	365,7	22,0	382,0	22,5	398,3	23,0	414,6	23,4	431,7
34,0	19,8	308,7	20,4	325,3	20,9	342,0	21,4	358,8	21,9	375,5	22,3	392,3	22,8	409,0	23,3	425,9	23,7	442,6
35,0	20,1	316,5	20,6	333,7	21,1	350,8	21,6	368,0	22,1	385,2	22,6	402,5	23,1	419,7	23,6	437,0	24,0	454,3
36,0	20,3	324,3	20,9	341,9	21,4	359,5	21,9	377,0	22,4	394,9	22,9	412,6	23,4	430,4	23,9	448,1	24,4	465,9

DIMENSIONS dm	15,0		16,0		17,0		18,0		19,0		20,0		21,0		22,0		23,0	
	DIAM. dm	SECT. dm ²	DIAM. dm	SECT. dm ²	DIAM. dm	SECT. dm ²	DIAM. dm	SECT. dm ²	DIAM. dm	SECT. dm ²	DIAM. dm	SECT. dm ²	DIAM. dm	SECT. dm ²	DIAM. dm	SECT. dm ²	DIAM. dm	SECT. dm ²
10,0																		
10,5																		
11,0																		
11,5																		
12,0																		
12,5																		
13,0																		
13,5																		
14,0																		
14,5																		
15,0	16,4	211,2																
16,0	16,9	225,2	17,5	240,1														
17,0	17,4	239,0	18,0	255,2	18,6	271,2												
18,0	17,9	252,8	18,5	270,0	19,1	287,1	19,7	304,0										
19,0	18,4	266,5	19,0	284,7	19,6	302,8	20,2	320,8	20,8	338,5								
20,0	18,9	280,1	19,5	299,3	20,1	318,5	20,7	337,5	21,3	356,5	21,9	373,3						
21,0	19,3	293,5	20,0	313,8	20,6	334,0	21,2	354,2	21,8	374,2	22,4	394,0	22,9	413,8				
22,0	19,8	306,8	20,4	328,2	21,1	349,5	21,7	370,7	22,3	391,7	22,9	412,5	23,5	433,4	24,0	454,1		
23,0	20,2	320,1	20,9	342,5	21,5	364,8	22,2	387,0	22,8	409,1	23,4	431,0	24,0	453,0	24,6	474,7	25,1	496,4
24,0	20,6	333,2	21,3	356,6	22,0	380,0	22,7	403,2	23,3	426,4	23,9	449,4	24,5	472,4	25,1	495,2	25,7	517,9
25,0	21,0	346,2	21,7	370,7	22,4	395,1	23,1	419,4	23,8	443,6	24,4	467,7	25,0	491,4	25,6	515,5	26,2	539,3
26,0	21,4	359,2	22,1	384,7	22,8	410,1	23,5	435,5	24,2	460,7	24,9	485,8	25,5	510,8	26,1	535,8	26,7	560,6
27,0	21,8	372,0	22,5	398,5	23,3	425,0	24,0	451,4	24,7	477,7	25,3	503,7	26,0	529,9	26,6	555,9	27,2	581,6
28,0	22,1	384,8	22,9	412,3	23,7	439,8	24,4	467,2	25,1	494,5	25,8	521,7	26,4	548,9	27,1	575,9	27,7	602,8
29,0	22,5	397,4	23,3	426,0	24,1	454,5	24,8	482,9	25,5	511,3	26,2	539,6	26,9	567,7	27,5	595,8	28,2	623,8
30,0	22,8	410,0	23,7	439,6	24,4	469,1	25,2	498,6	25,9	528,0	26,6	557,4	27,3	586,5	28,0	615,6	28,6	644,6
31,0	23,2	422,5	24,0	453,1	24,8	483,6	25,6	514,1	26,3	544,5	27,1	574,8	27,8	605,1	28,4	635,3	29,1	665,3
32,0	23,5	434,9	24,4	466,5	25,2	498,0	26,0	529,5	26,7	561,0	27,5	592,3	28,1	623,6	28,9	654,8	29,6	686,0
33,0	23,9	447,2	24,7	479,8	25,5	512,4	26,3	544,8	27,1	577,4	27,9	609,7	28,6	642,0	29,3	674,3	30,0	706,4
34,0	24,2	459,6	25,1	493,0	25,9	526,6	26,7	560,1	27,5	593,6	28,3	627,0	29,0	660,4	29,7	693,6	30,4	726,8
35,0	24,5	471,6	25,4	506,2	26,2	540,8	27,1	575,3	27,9	609,8	28,6	644,2	29,4	678,6	30,1	712,9	30,8	747,1
36,0	24,8	483,7	25,7	519,2	26,6	554,8	27,4	590,4	28,2	625,9	29,0	661,4	29,8	696,7	30,5	732,1	31,3	767,3

* Diamètre équivalent d_e calculé à partir de la relation $d_e = 1,3 \frac{(a - b)^{0,42}}{(a + b)^{0,21}}$

+ Les chiffres en surimpression correspondent à la classe de la gaine

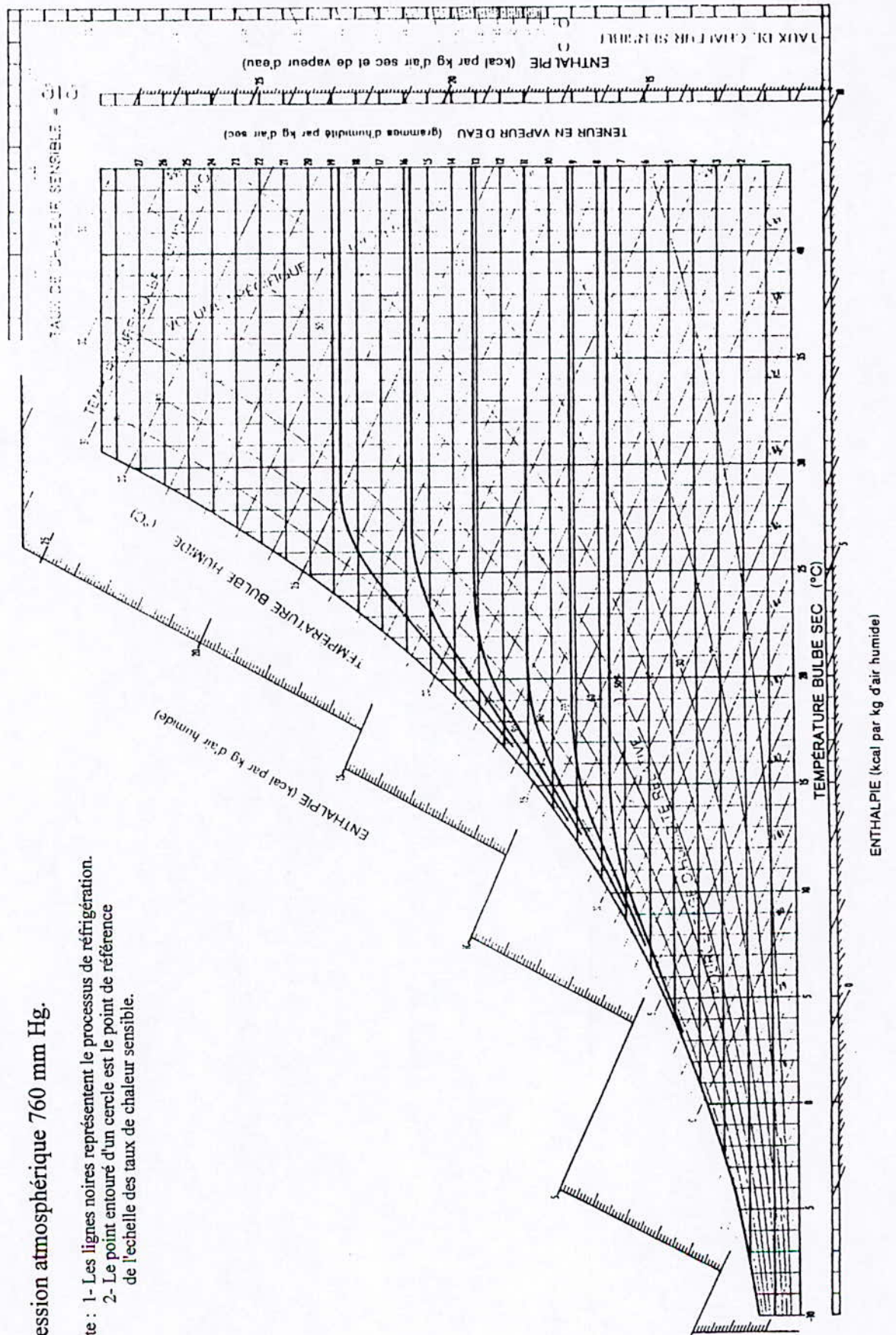
Table 15 - Longueur équivalente des coudes rectangulaires.

ELEMENT	CONDITIONS	RAPPORT L/D †				
Coude rectangulaire sans aubes 	W/D	R/D				
		0,5	0,75	1,00	1,25*	1,50
	Rapport L/D					
	0,5	33	14	9	5	4
1	45	18	11	7	4	
3	80	30	14	8	5	
6	125	40	18	12	7	
Coude rectangulaire avec aubes 	Nombre d'aubes	R/D				
		0,5	0,75	1,00	1,50	
	Rapport L/D					
	1	18	10	8	7	7
2	12	8	7	7	7	
3	10	7	7	6	6	

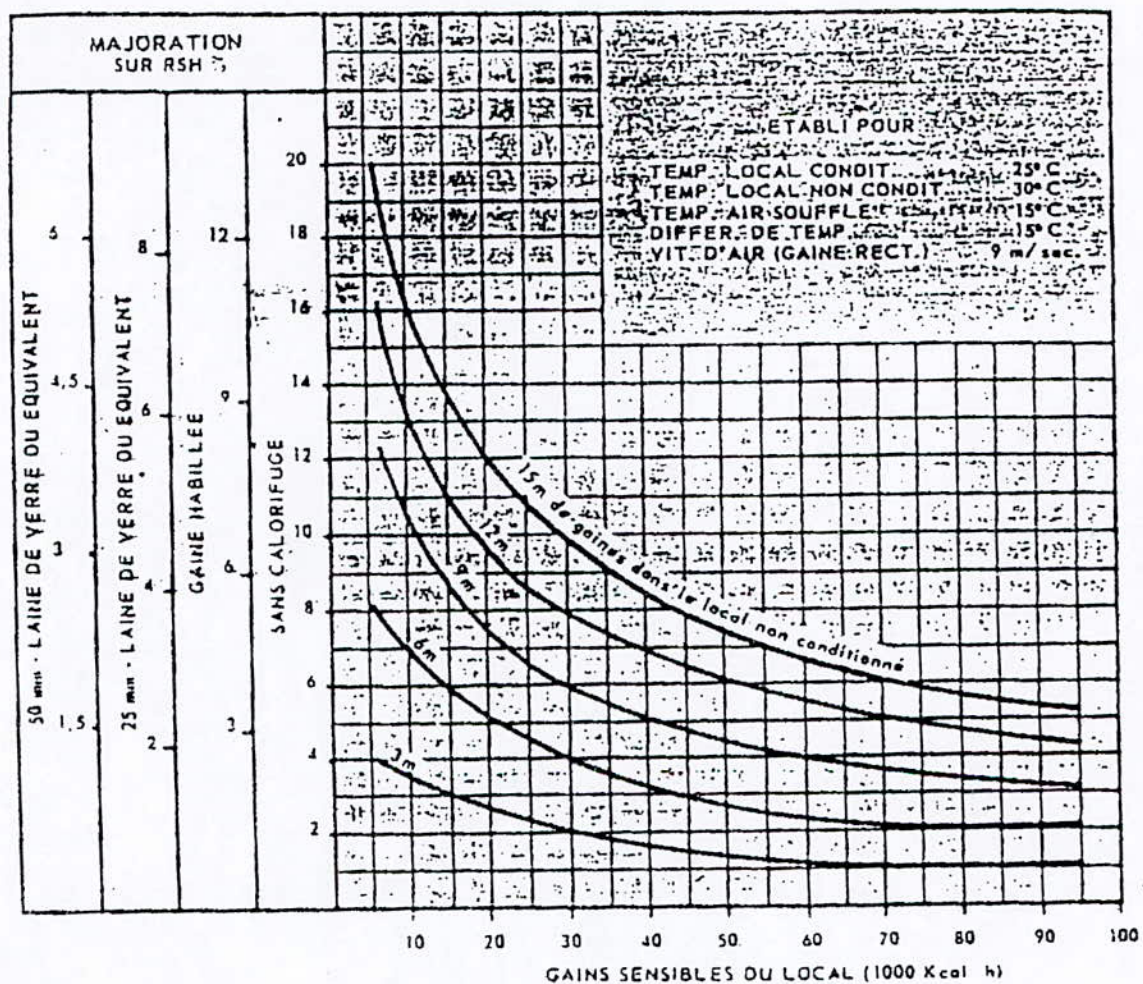
Graphique Psychrométrique

Pression atmosphérique 760 mm Hg.

Note : 1- Les lignes noires représentent le processus de réfrigération.
2- Le point entouré d'un cercle est le point de référence de l'échelle des taux de chaleur sensible.



**Courbes n°1 - Gains dus au réchauffement des gaines de soufflage
exprimés en pourcentage des gains sensibles du local**



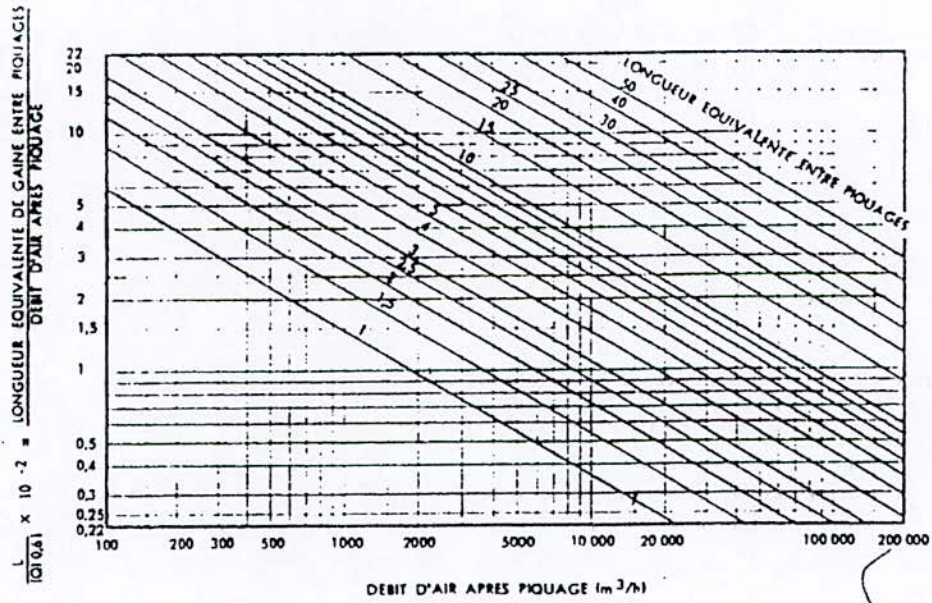
**COEFFICIENTS DE CORRECTION
POUR DIFFERENTES VALEURS DE LA VITESSE D'AIR
ET DE LA DIFFERENCE DE TEMPERATURE**

Différence de Température °C	Vitesse dans la gaine (m/sec)					
	5	8	9	10	15	20
10	0,90	0,74	0,68	0,64	0,55	0,45
15	1,34	1,08	1,00	0,96	0,82	0,67
20	1,80	1,43	1,33	1,27	1,09	0,89
25	2,23	1,78	1,67	1,58	1,36	1,11
30	2,69	2,12	2,00	1,89	1,63	1,33

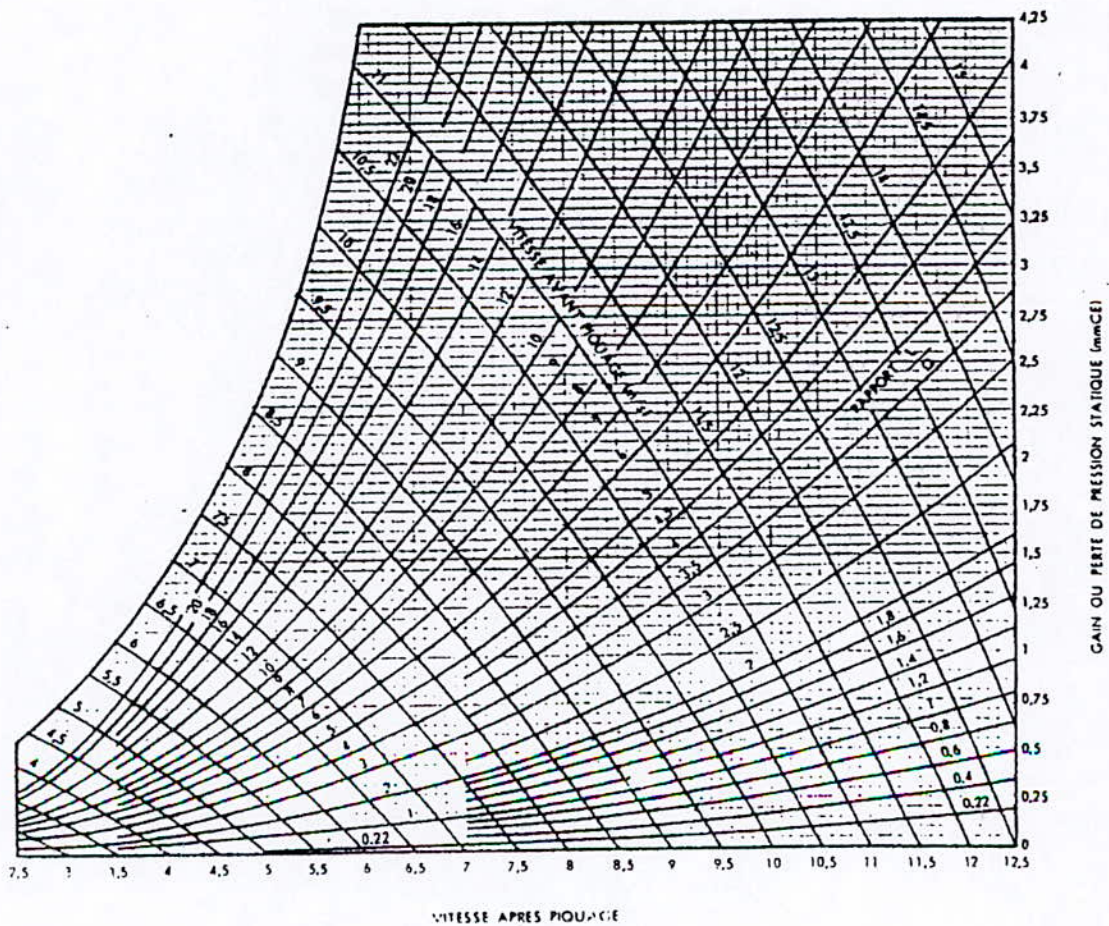
**COEFFICIENTS DE CORRECTION POUR
DIFFERENTES VALEURS DE LA TEMPERA-
TURE DANS LE LOCAL CONDITIONNE**

Température intérieure (°C)	Coefficient
24	0,946
24,5	0,972
25	1,000
25,5	1,028
26	1,055
26,5	1,082
27	1,110

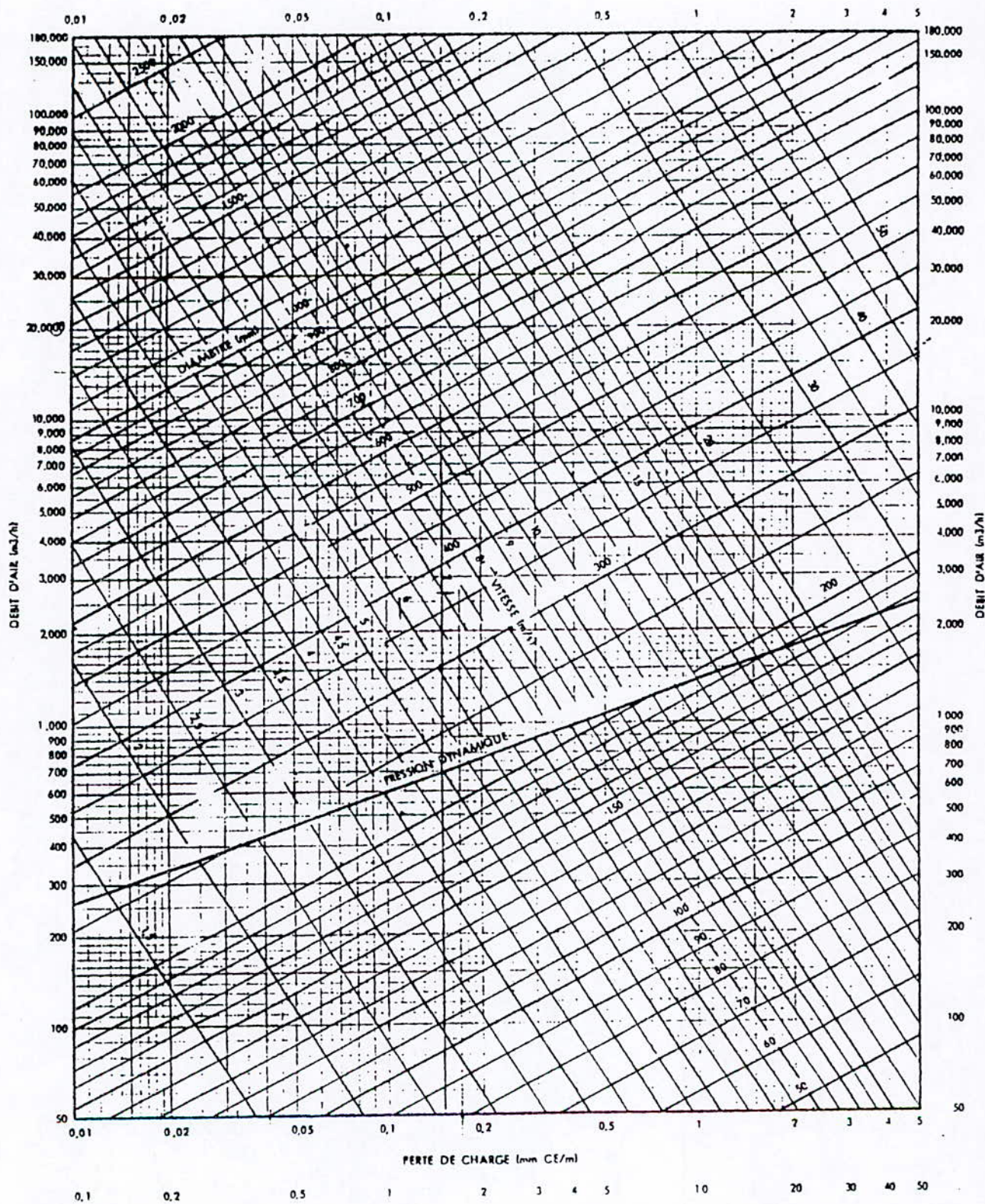
Courbes N° 2 - Rapport $L/Q^{0,61} \cdot 10^{-2}$.



Courbes N° 3 - Gains de pression statique (basse pression)

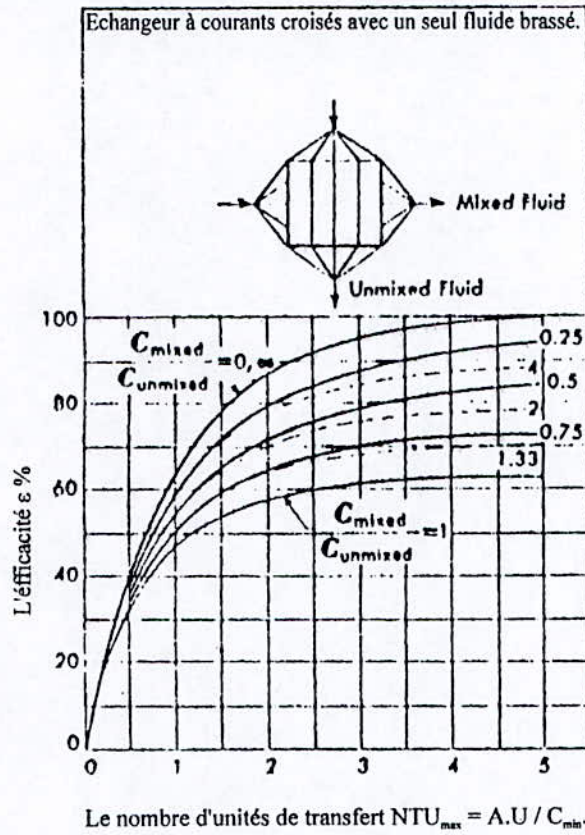


Courbes N° 4 - Pertes de charge dans les gaines circulaires.



Courbes 5 - Efficacité d'un échangeur de chaleur à courants croisés avec un fluide brassé et un autre non brassé.

Quand $C_{mixed} / C_{unmixed} > 1$, NTU_{max} est basé sur $C_{unmixed}$.



Calcul d'une installation de traitement d'air pour un laboratoire de produits pharmaceutiques

Résumé

Les travaux présentés dans cette thèse s'inscrivent dans le cadre du traitement d'air d'un laboratoire de produits pharmaceutiques.

Il est de notoriété publique que les conditions climatiques jouent un rôle déterminant, et influent directement sur les performances du personnel et donc sur le rendement de l'entreprise, sans préjudice des répercussions de mauvaises conditions climatiques sur les produits et leur conservation.

Pour mieux imaginer ce concept, il suffit de constater que les régions les plus touchées par un climat rude ont généralement une économie pratiquement inexistante, et inversement les régions épargnées ont connu une économie florissante de jour en jour.

Il n'est donc pas étonnant que les grandes sociétés investissent énormément dans le conditionnement d'air.

Dans ce contexte, notre étude se propose plus particulièrement et à titre principal de maintenir dans un laboratoire pharmaceutique des conditions visant le confort de l'individu et qui sont nécessaires à la préparation et au stockage des produits.

Et ceci en gardant une température, un degré hygrométrique et une pureté appropriés, quelle que soit la saison.

A cette fin l'installation de traitement d'air doit avoir une puissance suffisante et réglable, déterminée en fonction des déperditions et gains réels maximaux, et d'autre part le dispositif de contrôle est établi suivant les conditions à obtenir en été comme en hiver.

Mots-clés

Conditionnement d'air - climatisation - chauffage - bilan thermique - régulation.