

République Algérienne Démocratique et Populaire  
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
Ecole Nationale Polytechnique

Ecole Nationale Polytechnique  
Département de Génie Mécanique

**PROJET DE FIN D'ETUDES EN VUE DE L'OBTENTION  
DU DIPLOME D'INGENIEUR D'ETAT  
EN GENIE MECANIQUE**

Présenté par :

**HAMIANE Chafik**

**Thème**

**ETUDE ET OPTIMISATION DU TRAITEMENT DE  
L'AIR DANS UNE USINE DE FABRICATION DE  
COMPOSANTS ELECTRONIQUES**

Proposé et dirigé par :

**Mr. Mohamed Madani**

*Soutenu publiquement en juin 2007 par devant le jury composé de :*

<b>Mr. BENKOUSSES</b>	Professeur à l'ENP	Président
<b>Mr. MADANI</b>	Chargé de cours à l'ENP	Rapporteur
<b>Mr. BENBRIKA</b>	Chargé de cours à l'ENP	Examineur

Ecole Nationale Polytechnique, LCP  
10, Avenue Hassen Badi, BP. 182, 16200 El Harrach, Alger, Algérie

## موضوع :

يتمثل هذا المشروع في دراسة إمكانية تهوية وتجفيف مصنع لإنتاج المركبات الإلكترونية يقع في منطقة الجزائر خلال الفصول الأربعة من السنة  
إن الأعمال الرئيسية التي قمنا بها هي كالتالي:  
- تحديد الحاجيات الحرارية والتبريدية للمصنع  
- تحديد تدفق وحالة الهواء الضروري للتهوية  
- حساب أبعاد أجزاء مركز التهوية  
- حساب ورسم قنوات إيصال واستخراج الهواء المعالج.

الكلمات المفتاحية: تهوية, تجفيف, مصنع إنتاج المركبات الإلكترونية, الحاجيات الحرارية والتبريدية للمصنع, تدفق الهواء, مركز التهوية, قنوات إيصال الهواء المعالج

## **ETUDE ET OPTIMISATION DU TRAITEMENT DE L’AIR DANS UNE USINE DE FABRICATION DE COMPOSANTS ELECTRONIQUES**

### Résumé :

Ce projet étudie la possibilité de ventilation et de déshumidification de l’air dans une usine de fabrication de composants électronique située dans la région d’Alger durant les quatre saisons de l’année.

Les principaux travaux effectués durant cette étude sont :

- Le recensement des besoins frigorifiques et calorifiques de l’usine.
- La détermination du débit et de l’état de l’air à souffler.
- Le dimensionnement des éléments de la centrale de ventilation et le calcul du tracé de réseau de gaines

Mots clés : Ventilation, déshumidification, usine de fabrication de composants électroniques, besoins calorifiques et frigorifiques, débit d’air à souffler, centrale de ventilation, réseau de gaines

## **STUDY AND OPTIMIZATION OF THE TRAITEMENT OF THE AIR IN A MANUFACTURING PLANT OF ELECTRONIC COMPONENTS**

### Abstract:

This Project studies the possibility of ventilation and dehumidification of the air in an electronic component factory during the four seasons of the year.

The principal steps are:

- The census of the calorific and frigorific necessities of the factory.
- The determination of the blown air condition and flow.
- The dimensioning of the air conditioning central element.
- Calculation and sketch of the extracted and blown air system.

Key words: ventilation, dehumidification, manufacturing plant of electronic components, calorific and frigorific necessities, blown air , air conditioning central, blown air system.

# DEDICACES

\* A la mémoire de mon grand père maternel qui vient de nous quitter

\* A mes très chers parents qui ont toujours été là pour moi ; et qui m'ont donné un magnifique modèle de labeur et de persévérance.

J'espère qu'ils trouveront dans ce travail toute ma reconnaissance et tout mon amour.

\* A ma très chère sœur

\* A ma grand-mère maternel ainsi qu'à la mémoire de mes Grands-parents paternels.

\* A toutes mes tantes et tous mes oncles ainsi qu'à leurs familles sans oublier ma chère tante Hind.

\* A mes cousins et cousines.

\* A tous mes amis : Tadj, Khalil, Mouh , Hichem ,Hamza ,Fateh , Athmane, Zaki ainsi que mes camarades au sein de L'Ecole Nationale Polytechnique ;

Je dédie ce mémoire.

# REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier ici les personnes qui, par leurs conseils et leurs encouragements ont contribué à l'aboutissement de ce travail.

Mes premiers remerciements iront à Monsieur Madani, mon promoteur qui m'a fait bénéficier de son expérience et de sa connaissance dans le domaine de l'énergétique.

Je tiens à remercier tout spécialement ma tante Karima Guers pour son aide pendant la finalisation de ce projet.

J'adresse également un remerciement à Monsieur Atebata Belkacem pour son aide tout au long de mon projet

Enfin, au seuil de ce travail, j'ai l'obligation morale d'exprimer mes sentiments de gratitude et de profonds remerciements à tous ceux et celles qui ont apporté leur concours tout au long de mes études, de ma formation au sein de l'Ecole Nationale Polytechnique ainsi que durant la réalisation du présent travail .

# SOMMAIRE

<b>I-</b> Introduction.....	01
<b>II-</b> Choix du thème.....	01
<b>III-</b> Méthodologie d'approche.....	02

## **PARTIE I : ANALYSE THEORIQUE DU THEME**

Définition.....	04
-----------------	----

### **CHAPITRE I : NOTIONS FONDAMENTALES SUR LE CALCUL DU BILAN THERMIQUE**

<b>I-</b> Introduction.....	07
<b>II-</b> Bilan thermique.....	07
<b>III-</b> Bilan frigorifique.....	08
<b>III-1-</b> Charge frigorifique intérieure.....	08
*Chaleur dégagée par les machines.....	08
*Chaleur dégagée par l'éclairage.....	09
*Chaleur dégagée par les occupants.....	09
<b>III-2-</b> Charge frigorifique extérieure.....	10
*Gain de chaleur à travers les parois extérieures.....	10
*Gain de chaleur à travers la toit.....	10
*Gain de chaleur à travers les vitres.....	10
*Gain de chaleur à travers la porte.....	11
*Gain de chaleur dû aux infiltrations.....	11
*Gain de chaleur dû à la ventilation.....	13
<b>IV-</b> Bilan calorifique.....	14
<b>IV-1-</b> Déperditions par transmission.....	14
*Déperditions à travers le toit.....	14
*Déperditions à travers les murs.....	14
*Déperditions à travers les vitres.....	15
*Déperditions à travers la porte.....	15
*Majoration du bilan.....	16
<b>IV-2-</b> Déperditions par infiltrations.....	16
<b>IV-3-</b> Déperditions par ventilation.....	17

### **CHAPITRE II : LE SYSTEME DE VENTILATION**

<b>I-</b> Introduction.....	19
<b>II-</b> But recherché par le système de ventilation.....	19
<b>III-</b> Classification des équipements.....	20
<b>III-1-</b> Equipements de traitement centralisés.....	20
<b>III-2-</b> Equipements terminaux.....	20
<b>III-3-</b> Equipements intermédiaires.....	21
<b>III-4-</b> Equipements de régulation.....	21

## **CHAPITRE III: CARACTERISTIQUES DES AUTRES COMPOSANTES DU SYSTEME**

<b>I</b> -Caractéristiques du réseau aéraulique.....	23
<b>I-1</b> -Introduction.....	23
<b>I-2</b> -Détermination des sections de gaines et pertes de charge.....	23
<b>II</b> -Caractéristiques d'un système de régulation.....	24
<b>II-1</b> -Définition.....	25
<b>II-2</b> -Composition d'un système de régulation.....	25
<b>III</b> -Caractéristiques des procédés de déshumidification et surpressurisation.....	25
<b>III-1</b> -Procédés de déshumidification.....	25
<b>III-2</b> -Procédé de surpressurisation.....	27

## **PARTIE II : DIMENSIONNEMENT DE L'INSTALLATION**

### **CHAPITRE I : LES DONNEES DE BASE**

<b>I</b> -Spécificités du site.....	30
<b>I-1</b> -Paramètres géographiques.....	30
<b>I-2</b> -Paramètres climatiques.....	30
<b>II</b> -Caractéristiques de l'usine choisie.....	31
<b>II-1</b> -Composantes architecturales de l'usine.....	31
<b>II-2</b> -Paramètres géométriques.....	32
<b>II-3</b> -Paramètres thermiques.....	32
<b>III</b> -Caractéristiques de la salle blanche retenue.....	34

### **CHAPITRE II : CALCUL DES PARAMETRES DU SYSTEME DE VENTILATION**

<b>I</b> -Calcul du bilan frigorifique.....	36
<b>I-1</b> - Chaleur interne.....	36
*Gain dû aux occupants.....	36
*Gain dû à l'éclairage.....	36
*Gain dû aux machines.....	37
<b>I-2</b> - Chaleur externe.....	37
*Gain dû aux murs.....	37
*Gain dû aux vitres.....	39
*Gain à travers la porte.....	40
*Gain à travers le toit.....	40
*Gain dû aux infiltrations.....	41
*Gain dû à la ventilation.....	42
<b>I-3</b> -Quantité de chaleur totale reçue par l'usine.....	43
<b>I-4</b> -Température de soufflage du ventilateur.....	44
<b>II</b> -Calcul du bilan calorifique.....	44

II-1-Déperditions par transmission.....	44
II-2-Chaleur totale par transmission.....	46
II-3-Déperditions par infiltration.....	46
II-4-Déperditions par ventilation.....	47
II-5-Quantité de chaleur totale.....	48
II-6-Température de soufflage du ventilateur.....	48
III-Calcul du débit d'air.....	49
III-1-Schéma de distribution.....	49
III-2-Calcul du débit d'air soufflé.....	49
III-3-Calcul du taux de brassage.....	50

### **CHAPITRE III : CHOIX DES DIFFERENTS SYSTEMES**

I-Choix du système de ventilation.....	52
II-Détermination du réseau aéraulique.....	52
II-1-Schéma de distribution.....	52
II-2-Calcul des dimensions de gaines.....	53
II-3-Calcul des pertes de charge.....	55
II-4-Equilibrage des réseaux.....	56

### **CHAPITRE IV : CHOIX DES EQUIPEMENTS**

I-Introduction.....	60
II-Choix des équipements de la centrale de traitement d'air.....	60
II-1-Choix de la centrale d'eau glacée.....	60
II-2-Choix de la CTA.....	61
II-3-Choix du ventilateur.....	61
II-4-Choix du filtre.....	62
II-5-Choix des diffuseurs.....	62
II-6-Choix du procédé de déshumidification.....	63
II-7-Choix de la bouche de reprise.....	63
II-8-Choix du procédé de surpressurisation.....	63
Conclusion	

### **CHAPITRE V : REGULATION DU SYSTEME**

I- Mode de régulation.....	65
II-Mode de fonctionnement du système.....	65

<b>CONCLUSION GENERALE</b> .....	67
----------------------------------	----

<b>BIBLIOGRAPHIE</b> .....	69
----------------------------	----

<b>ANNEXES</b> .....	71
----------------------	----

## **Sommaire des figures**

Figure III.1 Equipements du système de ventilation .....	20
Figure III-2 Procédé de déshumidification par absorption....	26
Figure III-3 Procédé de déshumidification par condensation.....	27
Figure III-4 Distribution de l'air dans l'installation de ventilation .....	49
Figure II-5 Distribution du réseau aéraulique.....	52
Figure II-6 Schéma de fonctionnement du système de régulation.....	66

## Sommaire des tableaux

Tableau I.1 Données climatiques pour le mois d'Aout .....	30
Tableau I.2 Données climatiques pour le mois de Janvier .....	31
Tableau II.3 Paramètres géométriques de l'usine.....	32
Tableau I.4 Gain dû aux occupants.....	35
Tableau I.5 Gain dû à l'éclairage .....	35
Tableau I-6 Gain dû au mur Nord .....	37
Tableau I-7 Gain dû au mur Sud .....	38
Tableau I-8 Gain dû au mur Ouest.....	38
Tableau I-9 Gain dû au mur Est .....	38
Tableau I-10 Gain dû au vitrage nord.....	39
Tableau I-11 Gain dû au vitrage Sud.....	40
Tableau I-12 Gain dû à la porte .....	40
Tableau I-13 Gain à travers le toit .....	41
Tableau I-14 Coefficients pour l'étanchéité de l'usine .....	41
Tableau I-15 Gain dû aux infiltrations.....	41
Tableau I-16 Gain dû à la ventilation.....	42
Tableau I-17 Quantité totale de chaleur reçue par la salle blanche.....	43
Tableau II-18 Déperditions à travers les murs.....	44
Tableau II-19 Déperditions à travers les vitres.....	45
Tableau II-20 Déperditions à travers le toit.....	45

Tableau II-21 Déperditions à travers la porte.....	45
Tableau II-22 Chaleur totale par transmission.....	46
Tableau II-23 Majoration du bilan.....	46
Tableau II-24 Déperditions par infiltrations.....	47
Tableau II-25 Déperditions par ventilation.....	47
Tableau II-26 Chaleur totale reçue par l'usine.....	48
Tableau II-27 pertes de charges du point A au point D.....	55
Tableau II-28 pertes de charges du point D au point F.....	55
Tableau II-29 pertes de charges du point F au point G .....	56

## Nomenclatures

P	: Puissance.....	W
Qs	: Chaleur sensible dégagée.....	W
Ql	: Chaleur latente dégagée .....	W
A	: Surface.....	m <sup>2</sup>
U	: Conductance thermique.....	W/m <sup>2</sup> °C
Vs	: Débit d'air soufflé.....	m <sup>3</sup> /h
Vr	: Débit d'air repris.....	m <sup>3</sup> /h
T	: Température .....	°C
Cp	: Chaleur spécifique.....	J/Kg°C
M inf	: Débit massique d'air infiltré.....	Kg/s
Hfg	: Chaleur latente de vaporisation de l'eau.....	J/Kg
W	: Humidité absolue.....	Kg eau/Kg air
V	: Volume de l'usine.....	m <sup>3</sup>
v	: Volume massique.....	m <sup>3</sup> /Kg
R	: Résistance thermique.....	m <sup>2</sup> .k/w
§	: Coefficients de pertes de charge singulières	
Φ	: Masse volumique.....	Kg/m <sup>3</sup>
V	: Vitesse.....	m/s
Z	: Pertes de charges singulières.....	mmCE
RL	: Pertes de charges linéaires.....	mmCE
ΔP	: Pertes de charges totales.....	mmCE

D : Diamètre.....m  
L : Longueur.....m  
St : Enveloppe de l'usine.....m<sup>2</sup>  
Zd : Facteur de mode d'exploitation.....%  
Zh : Facteur d'orientation.....%  
CLTD : Coefficient de différence de température corrigée.....°C  
 $\partial$  : Degrés de dosage du volet..... °

## **I. Introduction**

Dans le cadre de la finalisation du cursus universitaire, il nous a été donné l'occasion d'utiliser et de vérifier un ensemble d'enseignements acquis tout au long de ces études. La spécialité suivie étant le Génie Mécanique et plus particulièrement l'énergétique, nous avons jugé opportun d'axer cette recherche sur les notions d'étude et d'optimisation du traitement de l'air dans une usine de fabrication de composants électroniques, compte tenu des grands problèmes que vit l'humanité aujourd'hui à savoir : pollution, humidité, nuisances sonores, etc.....

## **II. Choix du thème**

En ce début du 21<sup>ème</sup> siècle, on peut affirmer avec certitude que, dans les décennies à venir, l'une des principales préoccupations de l'homme aura trait à son environnement. Parmi les domaines d'application du génie climatique, on notera celui de l'industrie qui est aussi important que varié.

Dans certains cas, seule une ventilation plus ou moins efficace des locaux est nécessaire pour renouveler l'air (amélioration de sa qualité) à des fins d'hygiène, c'est le cas par exemple d'un atelier de confection dans lequel se trouvent et du personnel et des machines, ces dernières étant, mis a part le bruit, peu polluantes quant à la qualité de l'air. Cela ne signifie pas pour autant qu'une telle installation de ventilation soit simple car elle doit souvent assurer simultanément la couverture des besoins en chauffage et ce pour une consommation énergétique minimale d'où la nécessité de prévoir une récupération de chaleur ce qui sous-entend maîtrise des flux d'air soufflé et d'air repris.

Certaines technologies nécessitent –outre une qualité irréprochable de l'air- des conditions de température et d'hygrométrie d'une extrême précision à tel point qu'il est alors nécessaire de prévoir ce qu'on appelle « mini environnement », voire même « une chambre d'environnement » desservis en air prétraité par une installation de conditionnement d'air.

Les exigences requises sont, dans de nombreux autres cas, beaucoup moins draconiennes mais il n'en reste pas moins qu'en cas de non respect, les conséquences en sont presque toujours préjudiciables d'une façon ou d'une autre.

Dans l'industrie, bien que ce soient les machines et les process qui jouent le rôle principal, l'homme est presque toujours présent. Certes, les installations de ventilation et de

conditionnement d'air vont devoir assurer des conditions propices au bon fonctionnement des machines et au déroulement correct des process, mais le facteur humain de la production ne devra pas pour autant être négligé. En d'autres termes, les installations de ventilation et de conditionnement d'air devront prendre en compte chaque fois que cela est possible la présence d'êtres humains et faire en sorte que les conditions de travail de ces derniers se rapprochent le plus possible des conditions idéales des points de vue confort thermique et hygrométrique, qualité de l'air, bruit, etc.

On se propose dans ce sujet d'assurer le conditionnement d'air d'une salle blanche.

### **III. Méthodologie d'approche**

Dans le cadre de cette recherche, une méthodologie d'approche a été retenue, basée sur une prospection préliminaire des différentes notions théoriques liées au thème.

Cette étape a permis de dégager les données de base des différentes composantes du système retenu et a été suivie par une seconde étape basée sur un calcul rigoureux de ces composantes pour un meilleur confort et une plus grande commodité d'utilisation de l'usine.

Ces étapes se traduisent par :

-Une partie théorique définissant les différentes composantes du système.

-une seconde partie de dimensionnement, basée sur :

-La détermination des besoins calorifiques (hiver) et frigorifiques (été) de l'usine.

-Le calcul du débit d'air nécessaire pour le soufflage.

-La détermination de l'installation de ventilation.

-L'établissement des réseaux de gaines présentant le moins de pertes de charge possible.

-La régulation du système.

**PARTIE I**  
**ANALYSE THEORIQUE**  
**DU THEME**

# **I-Introduction**

## **I-1-Les salles blanches**

### **I-1-a-Définition**

Une salle blanche est une pièce ou une série de pièces où la concentration particulaire est maîtrisée afin de minimiser l'introduction, la génération, la rétention de particules à l'intérieur. Les paramètres tels que la température, l'humidité et la pression relative sont également maintenus à un niveau précis.

Utilisées dans les domaines sensibles aux contaminations environnementales, les salles blanches sont des procédés de fabrication des dispositifs à semi-conducteurs, des biotechnologies et d'autres domaines de la biologie, de la construction d'engins spatiaux et de la construction d'optique ou de micromécanismes ; dans les hôpitaux, elles sont conçues et aménagées pour constituer les blocs opératoires ou les laboratoires de bactériologie.

Dans ces domaines, les objets manipulés ont des tailles de l'ordre du micromètre ou du nanomètre et les particules présentes dans l'air non purifié peuvent être bien plus grosses et se fixer dessus. D'autre part, les expériences chimiques ou bactériologiques effectuées peuvent être dangereuses pour l'homme ou l'environnement. Ces travaux sont susceptibles d'être sensibles aux variations de pression, de température, d'humidité ou à la présence de gaz ou vapeurs chimiques. L'éclairage peut être également contrôlé pour les opérations sensibles aux ultraviolets comme la photolithographie, aux infrarouges ou certaines fréquences du spectre lumineux pour l'optique.

### **I-1-b-Fonctionnement**

L'air entrant dans la salle blanche peut être filtré selon différents niveaux de tailles d'éléments indésirables ; de la poussière, jusqu'à des tailles de trente fois inférieures à une cellule humaine. Pour limiter le colmatage des filtres prématurément, l'air repris en point bas dans la salle (aspiration), est filtré de nouveau dans une centrale de traitement d'air puis renvoyé dans la salle (taux de brassage horaire), la plupart du temps par le haut. Ce flux d'air recyclé du haut vers le bas renouvelle le volume d'air total de la salle jusqu'à 60 fois par

heure. Enfin, pour éviter la concentration de CO<sub>2</sub> (un scientifique consomme aussi de l'oxygène et rejette du CO<sub>2</sub>) et compenser les ouvertures de portes de la salle blanche, environ 30 % d'air neuf sont rajoutés chaque heure (taux de renouvellement horaire), filtrés selon un procédé similaire au recyclage. Certaines zones sont en 100 % air neuf...

Il faut différencier ensuite deux grands types de salles : les salles en surpression par rapport à la pression atmosphérique pour éviter que divers polluants (poussières...) puissent entrer, les salles en dépression par rapport à la pression atmosphérique pour éviter que divers contaminants (virus, bactéries, spores, ...) ne puissent sortir, dans ce cas l'air vicié extrait, passe à travers un filtre absolu avant d'être évacué vers l'extérieur.

L'entrée et la sortie se font par l'intermédiaire d'un ou plusieurs sas, quelquefois équipés d'une douche à air ou à eau, et de vestiaires. En effet, le corps humain produit une quantité importante de produits contaminants comme les poils, les cheveux, les cellules de peau morte, ... C'est pour cela que les opérateurs qui évoluent dans la salle blanche doivent être vêtus d'un équipement plus ou moins important suivant le degré de contamination et d'empoussièrement toléré. L'équipement peut comporter une combinaison, un couvre cheveu (calotte), des gants, des chaussons, un masque, des sous-vêtements spécifiques, voire un scaphandre complet. Les outils utilisés à l'intérieur sont choisis pour produire le moins de particules possible.

## **I-2-Le traitement de l'air**

Le traitement de l'air ne se limite pas au maintien d'une température ambiante. Beaucoup d'autres facteurs peuvent être pris en compte tels que l'hygrométrie, la qualité de l'air, le niveau sonore, la précision et la stabilité des paramètres, l'esthétique, la diffusion d'air...

Il fait appel à de nombreuses technologies et requiert les connaissances de spécialités aussi différentes que la thermique, l'hydraulique, l'aéroulque, l'acoustique, la filtration, la chimie, l'informatique, l'automatique, la régulation, la métrologie.

# **CHAPITRE I**

## **Notions fondamentales sur le calcul du bilan thermique**

## **I- Introduction à la notion de confort**

La notion de confort thermique ne peut être définie rigoureusement ; en raison de la difficulté du choix des critères d'appréciation du confort. De plus, elle varie selon les besoins. Néanmoins, on peut agir sur certains paramètres afin d'optimiser le confort ; à savoir :

- La température de l'air
- Le degré hygrométrique
- La vitesse de l'air
- La pureté de l'air

## **II- Bilan thermique**

Pour réaliser une installation de traitement d'air dans un local, il est nécessaire d'établir un bilan thermique qui servira de base de calcul à toute l'installation.

Le bilan permet de distinguer les apports de chaleur et les déperditions pour un local, il a une influence directe sur le dimensionnement des réseaux d'apport et d'évacuation de l'air ; il est donc nécessaire de connaître avec précision les facteurs qui auront une influence sur lui avant de l'établir.

On en distingue trois facteurs :

**Facteur géométrique** : tels que les dimensions du local : longueur, largeur, hauteur...

**Facteur géographique** : tel que la latitude, l'orientation du local, l'altitude.

**Facteur thermique** : -dû aux occupants : leur nombre, leur activité et durée de l'occupation

-Eclairage : puissance et type d'éclairage

-Machine : Moteurs, ménagères,...

-Matériaux de construction

### **-Conditions de base**

Les conditions de base sont les conditions de température et d'humidité ; qu'elles soient extérieures ou intérieures.

**-Conditions extérieures :** Eté ou hiver pour chaque région, quelquefois même pour chaque ville, des indications climatiques essentiellement exprimées par la température réelle ou l'humidité relative au cours des journées de chaque mois.

**-conditions intérieures :** Elles sont fixées en considération de plusieurs facteurs, tels que l'activité des occupants, la chaleur dégagée par les machines.....

Il faut également prendre en considération l'écart de température entre l'ambiance du local et l'extérieur, cet écart ne doit pas être trop élevé afin d'éviter certaines maladies physiologiques telles que le choc thermique.

On admettra alors un écart de température n'excédant pas 15°C. On rappelle aussi que le choix de la température interne est établi de façon à réaliser une installation pas trop encombrante et pas trop coûteuse pendant son exploitation.

Il existe deux sortes de bilans thermiques, celui de l'hiver (Calorifique), et celui de l'été (Frigorifique)

### **III-Bilan frigorifique de l'usine [1]**

On peut regrouper en deux catégories suivant leurs sources, les gains de chaleur :

-Les gains internes : dus aux occupants, aux machines, à l'éclairage...

-Les gains externes : dus à l'air externe (infiltration), à l'ensoleillement....

#### **III-1- Charge frigorifique intérieure [1]**

Cette charge représente la quantité de chaleur cédée dans le local ; il faut la baisser par rapport à l'air extérieur, en considérant deux types de chaleur :

\_Chaleur latente : elle a une influence sur le degré hygrométrique.

\_Chaleur sensible : elle a une influence sur la température.

##### **III-1-a-Chaleur dégagée par les machines**

Les machines électriques constituent des sources de gain sensible du fait de la transformation d'une partie plus ou moins grande d'énergie absorbée en énergie calorifique.

La chaleur dégagée par les machines sera donnée dans la partie de dimensionnement de la centrale.

### **III-1-b-Chaleur dégagée par l'éclairage**

Les appareils d'éclairage constituent une source de chaleur sensible qui est dégagée par convection et rayonnement :

$$\mathbf{Q_e = N_e . CLFe .P \quad (Watt) \quad [III .1]}$$

Avec :

P : Puissance d'une seule lampe (Watt)

N<sub>e</sub> : Nombre de lampes dans le local

CLFe : Coefficient d'amortissement en fonction de l'heure solaire et du nombre d'heures de fonctionnement.

### **III-1-c-Chaleur dégagée par les occupants**

Selon son activité, le corps humain dégage de la chaleur en fournissant du travail. Cette chaleur va évoluer par rayonnement, convection et évaporation ; et qui aura une influence sur la température :

$$\mathbf{Q_{sp}=SHG.CLFp .Np \quad (Watt) \quad [III.2]}$$

Avec:

SHG : Gain de chaleur sensible générée par une personne.

CLFp : Facteur de cumul et d'amortissement en fonction du nombre de personnes dans le local

N<sub>p</sub> : Nombre de personnes

Cette chaleur aura aussi une influence sur le degré hygrométrique :

$$\mathbf{Q_{lp} = LHG.Np \quad (Watt) \quad [III.3]}$$

Avec :

LHG : Gain de chaleur latent généré par une personne

### III-2- Charge frigorifique extérieure [1]

C'est la somme des quantités de chaleur reçues par le local à travers les différentes parois, murs, toit, vitres..... ainsi qu'au gain d'air extérieur dû aux infiltrations et à la ventilation.

#### III-2-A-Gain de chaleur à travers les parois extérieures

Chaque paroi est caractérisée par sa conductance, sa surface et son facteur d'absorption, et qui auront une influence directe sur la quantité de flux de chaleur transmis à travers elle.

$$Q=A .U.CLTD \quad (\text{Watt}) \quad [\text{III.4}]$$

Avec:

A : Surface de la paroi (m<sup>2</sup>)

U : Conductance de la paroi (w/m<sup>2</sup>°C)

CLTD : Coefficient de différence de température corrigée

#### III-2-B-Gain de chaleur à travers le toit

$$Q_{tc}= A_t. U_t. CLTD_c \quad (\text{Watt}) \quad [\text{III.5}]$$

Avec:

A<sub>t</sub> : Surface du toit (m<sup>2</sup>)

U<sub>t</sub> : Conductance du toit (w/m<sup>2</sup>°C)

CLTD<sub>c</sub> : Coefficient de différence de température corrigée

#### III-2-C- Gain de chaleur à travers les vitres

Il se produit à travers deux modes :

-A /Le rayonnement solaire à travers le vitrage

$$Q_{vs}=A_{vs}.SHGF .CLF_v .SC \quad (\text{Watt}) \quad [\text{III.6}]$$

Avec :

A<sub>vs</sub> : Surface de la vitre éclairée (m<sup>2</sup>)

SC : Facteur d'ombre

CLFv : Facteur de cumul et d'amortissement en fonction de l'heure et de la position Solaire.

SHGF : Facteur de gain solaire maximal des vitres (W/m<sup>2</sup>) en fonction de la latitude

#### **-B/La conduction :**

$$Q_{vc} = U_v \cdot A_v \cdot \Delta T \quad (\text{Watt}) \quad [\text{III.7}]$$

Avec :

A<sub>v</sub> : Surface de la vitre (m<sup>2</sup>).

U<sub>v</sub> : Conductance thermique du vitrage (w/m<sup>2</sup>°C).

Δ T : Différence de température entre l'intérieur et l'extérieur (°C).

Le gain de chaleur total à travers les vitres est :

$$Q_v = Q_{vs} + Q_{vc} \quad (\text{Watt}) \quad [\text{III.8}]$$

### **III-2-D-gain de chaleur à travers la porte**

Il est donné par la relation suivante :

$$Q_p = U_p \cdot A_p \cdot \Delta T \quad (\text{Watt}) \quad [\text{III.9}]$$

Avec :

A<sub>p</sub> : Surface de la porte (m<sup>2</sup>).

U<sub>p</sub> : Conductance thermique de la porte (w/m<sup>2</sup>°C).

Δ T : Différence de température entre l'intérieur et l'extérieur (°C)

### **III-2-E- gain de chaleur dû aux infiltrations**

Le débit d'air infiltré varie selon l'orientation de l'usine, de son étanchéité, et de la vitesse du vent. On doit aussi prendre en considération la différence de densité entre l'air extérieur et intérieur due à la différence de température.

Ces gains de chaleur se présentent sous deux formes :

$$\mathbf{Q_s \text{ inf} = m \text{ inf} . C_p . (T_e - T_i)} \quad \mathbf{(Watt)} \quad \mathbf{[III.10]}$$

Avec :

$M \text{ inf}$  : Débit massique d'air infiltré (Kg/s)

$C_p$  : Chaleur spécifique de l'air (J/ Kg °C)

$\Delta T$  : Différence de température entre l'intérieur et l'extérieur

$$\mathbf{Q_l \text{ inf} = m \text{ inf} . h_{fg} . (W_e - W_i)} \quad \mathbf{(Watt)} \quad \mathbf{[III.11]}$$

Avec :

$h_{fg}$  : Chaleur latente de vaporisation de l'eau ( J/Kg)

$W_e$  : Humidité absolue de l'air externe (Kg d'eau /Kg air)

$W_i$  : Humidité absolue de l'air interne (Kg d'eau/Kg air)

Le gain total par infiltrations vaudra donc :

$$\mathbf{Q_{inf} = Q_s \text{ inf} + Q_l \text{ inf}} \quad \mathbf{(Watt)} \quad \mathbf{[III.12]}$$

**Calcul du débit massique de l'air infiltré**

$$\mathbf{M \text{ inf} = N . V / v . 3600} \quad \mathbf{[III.13]}$$

Avec :

$V$  : Volume de l'usine (m<sup>3</sup>)

$N$  : Nombre de changement d'air par heure

$v$  : Volume massique de l'air extérieur (m<sup>3</sup>/Kg)

Calcul de N :

$$N = a + b.V + C (T_e - T_i) \quad [\text{III.14}]$$

Avec : a ; b ; c : Coefficients d'étanchéité liés au type de construction

V : Vitesse du vent (m/s)

T<sub>e</sub> : Température interne (°C)

T<sub>i</sub> : Température externe (°C)

### III-2-F-Gain de chaleur dû à la ventilation

$$Q_s \text{ vent} = N_p \cdot V_p \cdot K \cdot C_p \cdot (T_e - T_i) \quad (\text{Watt}) \quad [\text{III.15}]$$

$$Q_l \text{ vent} = N_p \cdot V_p \cdot K \cdot h_{fg} \cdot (W_e - W_i) \quad (\text{Watt}) \quad [\text{III.16}]$$

Avec :

Q<sub>s</sub> : gain sensible par ventilation

Q<sub>l</sub> : gain latent par ventilation

N<sub>p</sub> : Nombre de personnes dans l'usine

V : débit d'air recommandé par personne (m<sup>3</sup>/h)

K : masse volumique de l'air (Kg/m<sup>3</sup>)

C<sub>p</sub> : Chaleur spécifique de l'air (J/Kg°C)

H<sub>fg</sub> : chaleur latente d'évaporation de l'eau (J/Kg d'eau)

Δ T : Différence de température entre l'intérieur et l'extérieur

ΔW : Différence de l'humidité absolue entre l'intérieur et l'extérieur (Kg eau/Kg air)

## **IV-Bilan calorifique de l'usine [1]**

Il représente la somme de toutes les déperditions de chaleur à travers l'enveloppe extérieure de l'usine et qui sont les résultats de l'existence d'une différence de température entre le milieu intérieur et extérieur de l'usine.

On distingue deux types de déperditions :

-Les déperditions calorifiques par conduction dues aux pertes de chaleur à travers les parois, murs, toit.....

-Les déperditions par infiltration d'air extérieur qu'il faut chauffer pour le ramener aux conditions désirées.

### **IV-1- Déperdition par transmission**

#### **Déperdition à travers le toit**

Elle est donnée par la formule suivante[1] :

$$Q_t = U_t \cdot A_t \cdot (T_i - T_e) \quad (\text{Watt}) \quad [\text{IV.17}]$$

Avec:

$U_t$  : Conductance thermique du toit ( $\text{w/m}^2\text{°C}$ )

$A_t$  : Surface du toit ( $\text{m}^2$ )

$T_e - T_i$  : Différence de température entre l'extérieur et l'intérieur ( $\text{°C}$ )

#### **Déperdition à travers les murs**

La perte de chaleur se fait par conduction selon la formule suivante :

$$Q_m = U_m \cdot A_m \cdot (T_i - T_e) \quad (\text{Watt}) \quad [\text{IV.18}]$$

Avec:

$U_m$  : Conductance thermique du mur ( $\text{W/m}^2\text{°C}$ )

$A_m$  : Surface des murs ( $m^2$ )

$T_e - T_i$  : Différence de température entre l'extérieur et l'intérieur ( $^{\circ}C$ )

## Déperditions à travers les vitres

Les déperditions à travers les surfaces vitrées sont données par la formule suivante :

$$Q_v = U_v \cdot A_v \cdot (T_i - T_e) \quad (\text{Watt}) \quad [\text{IV.19}]$$

Avec :

$U_v$  : Conductance thermique de la vitre ( $W/m^2^{\circ}C$ )

$A_v$  : Surface de la vitre ( $m^2$ )

$T_e - T_i$  : différence de température entre l'extérieur et l'intérieur ( $^{\circ}C$ )

## Déperditions à travers la porte

Les portes constituent aussi une source de déperditions, données par la formule suivante :

$$Q_p = U_p \cdot A_p \cdot (T_i - T_e) \quad (\text{Watt}) \quad [\text{IV.20}]$$

Avec :

$U_p$  : Conductance thermique de la porte ( $W/m^2^{\circ}C$ )

$A_p$  : Surface de la porte ( $m^2$ )

$T_e - T_i$  : différence de température entre l'extérieur et l'intérieur ( $^{\circ}C$ )

On posera  $Q_o = Q_v + Q_m + Q_t + Q_p$

Avec  $Q_o$  : Somme des pertes calorifiques par transmission.

## Majoration du bilan

Il existe une différence entre les pertes calorifiques par transmission  $Q_0$  et les besoins calorifiques de transmission d'un local  $Q_t$ .

$Q_0$  résulte de la somme des pertes par transmission globale de tous les éléments de l'enveloppe d'un local.

De  $Q_0$  on déduit les besoins calorifiques de transmission  $Q_t$  en le multipliant par un coefficient de majoration  $Z$  qui contient des majorations partielles :

$$Z = 1 + Z_d + Z_h$$

Avec :  $Z_h$  : Facteur d'orientation : dépend de l'orientation des parois de l'usine.

$Z_d$  : Facteur de mode d'exploitation.

Selon le mode d'exploitation on détermine le coefficient  $Z_d$  et cela après avoir déterminé le facteur  $D$  :

$$D = Q_0 / S_{tot} \cdot (T_i - T_e)$$

Avec :  $S_{tot}$  : Enveloppe de l'usine ( $m^2$ ).

## IV-2-Déperditions par infiltration

$$Q_{s \text{ inf}} = m_{\text{inf}} \cdot C_p \cdot (T_i - T_e) \quad (\text{Watt}) \quad [\text{IV.21}]$$

$$Q_{l \text{ inf}} = m_{\text{inf}} \cdot h_{fg} \cdot (W_i - W_e) \quad (\text{Watt}) \quad [\text{IV.22}]$$

Avec :

$m_{\text{inf}}$  : Débit d'air infiltré (Kg/s)

$C_p$  : Chaleur spécifique de l'air (J/Kg°C)

$h_{fg}$  : Chaleur latente d'évaporation de l'eau (J/Kg°C)

$T_i - T_e$ : Différence de température entre l'intérieur et l'extérieur

$W_i - W_e$  : Différence de l'humidité (Kg eau / Kg air)

### IV-3-Déperdition par ventilation

$$Qs \text{ vent} = Np \cdot Vp \cdot K \cdot Cp \cdot (Te - Ti) \quad [IV.23]$$

$$Ql \text{ vent} = Np \cdot Vp \cdot K \cdot hfg \cdot (We - Wi) \quad [IV.24]$$

Avec :

Qs : gain sensible par ventilation

Ql : gain latent par ventilation

Np : Nombre de personnes dans l'usine

V : débit d'air recommandé par personne (m<sup>3</sup>/h)

K : masse volumique de l'air (Kg/m<sup>3</sup>)

Cp : Chaleur spécifique de l'air (J/Kg°C)

Hfg : chaleur latente d'évaporation de l'eau (J/Kg d'eau)

### Conclusion.

Avant le début du calcul des différents bilans, on déterminera les différents paramètres qu'on prendra en considération tout au long du calcul.

# **CHAPITRE II**

## **Le système de ventilation**

## **I- Définition [1]**

Le système de ventilation est un système qui regroupe l'ensemble des appareils dont la fonction est de préparer l'air avant qu'il ne soit distribué dans les locaux.

Pour choisir ces appareils, on est amené à connaître la puissance et le débit de chaque appareil et de calculer un certain nombre de caractéristiques fondamentales, qui nous permettront de suivre l'évolution de l'air sur le diagramme de l'air humide au cours de son traitement dans la centrale et dans les équipements terminaux.

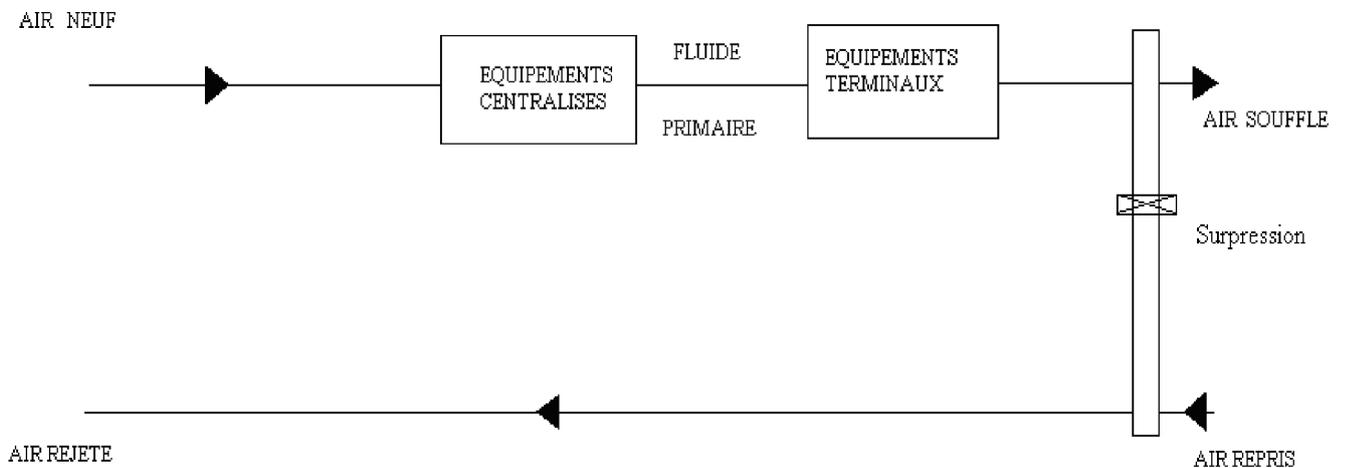
## **II- But recherché par le système de ventilation [2]**

Le but recherché par un système de ventilation est d'effectuer un ensemble d'opérations visant essentiellement au :

- Maintien de la température.
- Maintien du taux d'humidité (degré hygrométrique).
- Apport de l'air hygiénique (air neuf).
- Filtrage de l'air traité.
- Le niveau sonore.

La présence de ces différentes fonctions et leur qualité peut être modulée, en fonction de l'utilisation de l'usine, de la disposition des appareils dans l'espace de l'usine et d'un certain niveau de confort, et de la recherche d'un coût de première installation et ultérieurement de fonctionnement.

### III-Classification des équipements du système de ventilation



**-Figure III.1 Equipements du système de ventilation-**

#### III-1-Equipements de traitement centralisés

Leur but est de préparer des fluides primaires qui sont ensuite distribués aux équipements terminaux de l'installation.

Les fluides préparés par ces équipements peuvent être :

- De l'air chaud ou froid.
- De l'eau chaude et froide.
- De l'air et de l'eau simultanément.
- Un fluide frigorigène.

Dans notre cas ce sera de l'air chaud ou froid.

#### III-2-Equipements terminaux

Ces équipements sont toujours situés dans les locaux où a proximité immédiate.

Ils reçoivent les fluides primaires et les utilisent pour préparer l'air à souffler directement dans ces locaux.

Ces appareils peuvent être très complexes ou être uniquement constitués d'une simple bouche de soufflage.

### **III-3-Equipements intermédiaires et accessoires**

Entre les équipements centralisés, les équipements terminaux et le local à ventiler, les fluides primaires sont distribués par des conduites et des tuyauteries comportant un certain nombre d'accessoires de fonctionnement (filtres, registres, clapets.....).

### **III-4-Equipements de régulation et de sécurité**

Ils comprennent les équipements de mesure, de contrôle, de régulation et de sécurité. (Thermostat, régulateur, détendeur d'incendie et trappes de désenflames).

**CHAPITRE III :**  
**Caractéristiques des autres composantes**  
**du système**

# I- Caractéristiques du réseau aéraulique

## I-1-Introduction

Les réseaux de gaines ont pour but d'assurer le transport de l'air et de le répartir d'une certaine manière dans les différentes ramifications.

Selon la vitesse de l'air adoptée dans la gaine principale, on distingue les installations à faibles vitesses et celles à hautes vitesses. La limite supérieure se situe vers 6 à 8 m/s pour les premières et vers 25 m/s pour les secondes.

Dans le réseau lui-même les vitesses diminuent par palier, pour atteindre les plus faibles valeurs de l'ordre de 1.5 à 4 m/s aux bouches de diffusions.

## I-2-Détermination des sections de gaines et pertes de charge

On déterminera la section des différentes conduites à partir de la vitesse qu'on leur choisit. Cette vitesse devra varier du maximum dans la gaine principale au niveau de la centrale, au minimum à proximité des bouches de soufflages dans le locale.

Connaissant le débit volumique dans les tronçons et en choisissant la vitesse on aura automatiquement la section des gaines grâce à la relation :

$$S = q / v \quad \text{IV-25}$$

Avec :

q : Débit d'air soufflé (m<sup>3</sup> /s)

v : Vitesse de l'air dans les gaines (m/s)

On prendra 7 m/s la vitesse de l'air dans les gaines principales, et 5 m/s la vitesse dans les gaines secondaires.

D'après ces deux grandeurs, on relève de la table 16 du document [2]

La perte de charge linéaire par mètre du tronçon en **mm ce/ m**.

Une fois les dimensions des gaines établies, on procédera au calcul des pertes de charges.

On distingue deux types de pertes de charges :

**Pertes de charges linéaires RL** : Dues principalement aux frottements de l'air contre les parois internes

$$RL = R \cdot L$$

Avec :

\* R : Pertes de charge linéaire par mètre en (mm d'eau / mm).

\* L : Longueur du tronçon en (m).

**Pertes de charges singulières Z** : Ou pertes localisées ; elles sont dues aux résistances particulières, appelées (singularités), changement de direction, élargissement, robinetterie, etc.....

$$Z = \xi \cdot \rho \cdot (V^2 / 2) \cdot$$

Avec :

\*  $\xi$  : Coefficient de pertes de charges singulières.

\*  $\rho$  : La masse volumique de l'air = 1.4 Kg/m<sup>3</sup>.

\* V : Vitesse avant la singularité.

$\xi$  est obtenu de la table 17 du document [2]

## II- CARACTERISTIQUES D'UN SYSTEME DE REGULATION

### II-1-Définition

Un système de régulation a pour objectif d'assurer un fonctionnement automatique des installations de ventilation, ainsi qu'une optimisation des coûts d'exploitation, ceci en adaptant la puissance fournie aux besoins de la ventilation d'une part, et en minimisant les interventions humaines d'autre part.

Par ailleurs, toute opération de régulation doit remplir les conditions suivantes :

- Assurer une certaine condition de température et d'humidité.
- Contrôler le fonctionnement de l'installation de ventilation.
- Assurer la sécurité durant le fonctionnement de l'installation.

## **II-2- Composition d'un système de régulation**

Un système de régulation comprend essentiellement :

**Des éléments sensibles** : ils constituent l'organe de détection qui mesure la grandeur à contrôler (température, humidité,.....).

**Des éléments de liaison** : leur rôle est de transmettre à l'élément régulateur les indications données par l'élément sensible.

**Des éléments régulateurs** : ils ont pour rôle de comparer la valeur mesurée par l'élément sensible à la valeur de consigne affichée.

**Des éléments de commande** : ils constituent l'organe qui agit sur la grandeur de réglage pour déduire l'écart constaté.

## **III- CARACTERISTIQUES DES PROCÉDES DE DESHUMIDIFICATION ET DE SURPRESSURISATION**

### **III-1-Procédé de déshumidification [1]**

Lorsqu'on a épuisé les méthodes conventionnelles (isolation, élévation de la température, action sur le renouvellement d'air) on peut utiliser des déshumidificateurs.

Il existe trois grands principes de déshumidification de l'air :

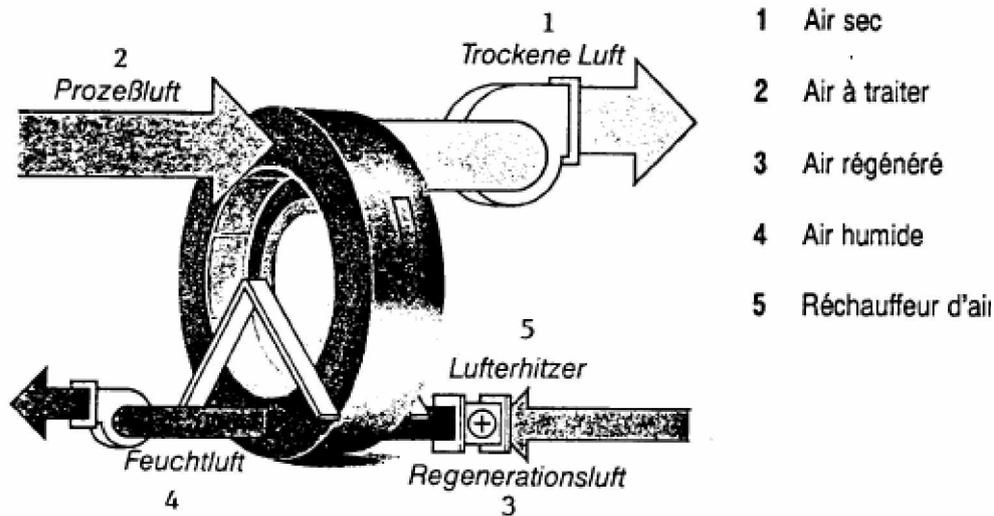
- Par absorption.
- Par condensation.
- Par adsorption.

#### **III-1-a- Déshumidification par absorption**

Le procédé est le suivant : une roue comportant de grandes surfaces d'échanges tourne très lentement (5 à 10 tours/heure).

De l'air humide passe au travers d'un secteur de la roue (par exemple l'hémisphère nord). Le matériau de la roue se charge en humidité. La rotation de la roue amène ensuite ce secteur en contact avec de l'air chaud et sec. Il y a transfert d'humidité depuis la roue vers l'air chaud.

L'énergie est utilisée essentiellement pour produire l'air chaud à une température souvent supérieure à 60 °C. Cet air chaud chargé en humidité est évacué à l'extérieur comme démontré dans la figure [III-1] .



**-Figure III-2 Procédé de déshumidification par absorption-**

Il existe 2 matériaux connus pour leur propriété d'absorption :

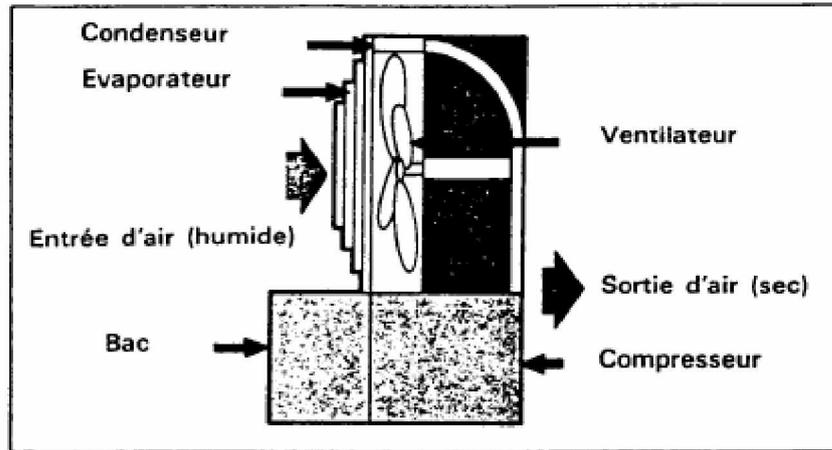
- le chlorure de lithium
- le silicagel

### III-1-b- Déshumidification par condensation

Dans ce type de procédé, l'air est refroidi au moyen d'un fluide suffisamment froid pour qu'il y ait séparation d'eau de l'air.

Le processus de déshumidification a donc lieu par refroidissement de l'air, processus rencontré dans le cas des batteries froides dites humides ; c'est-à-dire dans lesquelles la température du fluide qui y circule est inférieure à la température de rosée de l'air.

La déshumidification peut se faire à partir de tous fluides de refroidissement que l'on utilise habituellement pour le refroidissement de l'air, à savoir de l'eau du robinet, d'un puits, de l'eau glacée, une solution de saumure ou bien encore un fluide frigorigène



**-Figure III-3 Procédé de déshumidification par condensation-**

### **III-1-c- Déshumidification par adsorption**

On appelle adsorption un phénomène physico-chimique consistant dans la fixation de molécules libres d'un gaz ou d'un liquide (dit adsorbé) par la surface d'un corps dit adsorbant. Si l'on met un gaz en contact avec un gaz préalablement dégazé, une partie de la phase gazeuse disparaît : il y a sorption. Les molécules qui ont quitté la phase gazeuse ont pu soit pénétrer à l'intérieur du solide « absorption », soit rester en surface « adsorption », soit subir les deux processus a la fois.

Dans le cas de la déshumidification de l'air, c'est la vapeur d'eau qui est adsorbée tandis qu'on utilise généralement comme adsorbant du gel de Silice, plus connu sous son appellation commerciale de Silicagel.

L'adsorption de l'eau par l'adsorbant est fonction et de la concentration en vapeur d'eau de l'air et de la température.

### **III-2-Procédé de surpressurisation :**

Afin d'éviter l'intrusion de divers polluants ; on aura recours au procédé de surpressurisation de la salle blanche, procédé qui permet de créer une pression du local supérieure à la pression atmosphérique. On aura alors un mouvement de l'air à partir du local vers l'extérieur seulement, et non l'inverse.

**PARTIE II**

**DIMENSIONNEMENT DE**

**L'INSTALLATION**

# **CHAPITRE I**

## **LES DONNEES DE BASE**

## I- Spécificités du site

Pour des raisons de commodités, le site retenu se situera dans la partie nord d'Alger.

### I-1-Paramètres géographiques :

La latitude Nord du lieu d'implantation de l'usine est de 40°

### I-2-Paramètres climatiques :

Les conditions climatologiques servant de base pour les différents calculs sont résumées dans les deux tableaux I.1 et I.2 :

#### Données climatiques pour le mois d'août

On notera la chaleur spécifique de l'air :  $C_p = 1020 \text{ J/Kg}^\circ\text{C}$

La chaleur d'évaporation de l'eau :  $h_{fg} = 2425700 \text{ J /Kg e}$

Heure	7	8	9	10	11	12
Te (°C)	25.2	27.5	29.9	30.8	31.7	34
Ψ (%)	74	62.8	58.9	56.4	54	51.6
Ve(m3/Kg)	0.825	0.875	0.875	0.875	0.875	0.875
We(Kge/Kga)	0.0126	0.0122	0.0130	0.0134	0.0132	0.014
Heure	13	14	15	16	17	18
Te (° C)	32.6	32.3	32	31.7	30.7	29.8
Ψ (%)	52	54	55.4	59.7	64	68.3
Ve(m3/Kg)	0.875	0.875	0.875	0.875	0.875	0.875
We(Kge/Kga)	0.0136	0.0134	0.0134	0.0136	0.0138	0.0140

-Tableau I.1 Données climatiques pour le mois d'Aout-

### Données climatiques pour le mois de Janvier

On notera la chaleur spécifique de l'air :  $C_p = 1010 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{C}$

La chaleur latente d'évaporation de l'eau :  $h_{fg} = 2477910 \text{ KJ/Kge}$

Heure	7	8	9	10	11	12
Te (°C)	5	5.2	6.8	7.8	10	11.7
Ψ (%)	91	90	81.1	77	75.6	69.9
Ve(m3/Kg)	0.800	0.825	0.825	0.825	0.825	0.825
We(Kge/Kga)	0.0050	0.0050	0.0052	0.0054	0.0058	0.0062
Heure	13	14	15	16	17	18
Te (°C)	13.5	12.8	12	11.2	10.5	8.9
Ψ (%)	63.4	65.1	70.1	71.8	79.8	82.2
Ve(m3/Kg)	0.825	0.825	0.825	0.825	0.825	0.825
We(Kge/Kga)	0.0064	0.0062	0.0060	0.0060	0.0058	0.0055

**-Tableau I.2 Données climatiques pour le mois de Janvier-**

On notera la vitesse du vent :

Vair = 3.5 m/s                      été

Vair = 6.7 m/s                      hiver

**Données de base retenues pour le calcul :** température et humidité intérieures :

**Eté :**     $T = 22^\circ\text{C}$              $\Psi = 50\%$

**Hiver :**  $T = 20^\circ\text{C}$              $\Psi = 50\%$

## II- Caractéristiques de l'usine choisie

### II-1-Composantes architecturales de l'usine :

Il a été retenu un modèle d'usine de forme rectangulaire, dont les dimensions sont mentionnées dans le tableau ci-dessous.

Cette usine sera dotée d'ouvertures latérales vitrées au nombre de dix (cinq de chaque côté), d'une porte d'accès et d'un toit terrasse non accessible.

## II-2- Paramètres géométriques :

L'usine est implantée sur une surface de : 209.63 m<sup>2</sup>

Son volume est de : 943.33 m<sup>3</sup>

Surfaces Orientation	Surface Mur (m <sup>2</sup> )	Surface Vitres (m <sup>2</sup> )	Porte (m <sup>2</sup> )
Nord	81.05	1.25	5
Ouest	48.62		
Est	48.62		
Sud	86.05	1.25	

-Tableau II.3 Paramètres géométriques de l'usine-

## II-3- Paramètres thermiques [1]

On doit calculer la conductance thermique pour chaque parois :

On a :  $U = 1 / \sum R$

U : conductance thermique globale ( W /m<sup>2</sup>°C)

$\sum R$  : Somme des coefficients de résistance des différents matériaux de construction et des couches d'air (m<sup>2</sup>°C /W)

### III-1-a-Conductance thermique du toit :

Le toit est constitué de :

- Béton de gravier : couche de 20 cm,  $R = 0.18 \text{ m}^2\text{C/W}$  (Table 01)
- Mortier de ciment : couche de 2 cm ;  $R = 0.0278 \text{ m}^2\text{C/W}$
- Enduit en plâtre : couche de 1.5 cm ;  $R = 0.066 \text{ m}^2\text{C/W}$
- Air intérieur :  $R = 0.12 \text{ m}^2\text{C/W}$  (Table 02)
- Air extérieur :  $R = 0.029 \text{ m}^2\text{C/W}$  Hiver  
 $= 0.044 \text{ m}^2\text{C/W}$  Eté

Donc :

$$U_{\text{hiver}} = 2.36 \text{ W/m}^2\text{C}$$

$$U_{\text{été}} = 2.28 \text{ W/m}^2\text{C}$$

### III-1-b-Conductance thermique des murs

Les murs sont constitués de :

- Mortier de ciment : couche de 1 cm ;  $R = 0.007 \text{ m}^2\text{C/W}$  (Table 01)
- Brique pleine : deux couches de 10 cm chacune ;  $R=0.15 \text{ m}^2\text{C/W}$
- Plaque de plâtre : couche de 1.6cm ;  $R=0.10 \text{ m}^2\text{C/W}$
- Lame d'air :  $R= 0.2 \text{ m}^2\text{C/W}$
- Air intérieur :  $R = 0.12 \text{ m}^2\text{C/W}$
- Air extérieur :  $R = 0.029 \text{ m}^2\text{C/W}$  Hiver  
 $= 0.044 \text{ m}^2\text{C/W}$  Eté

Donc :

$$U_{\text{été}} = 1.61 \text{ W/m}^2\text{C}$$

$$U_{\text{hiver}} = 1.65 \text{ W/m}^2\text{C}$$

### III-1-c-Conductance thermique de la porte

La porte est fabriquée en bois :

$$U_{\text{porte}} = 2 \text{ W/m}^2\text{C}$$

### **III-1-d-Conductance thermique du vitrage**

Les murs cotés sud et nord sont constitués de fenêtres à double vitrage standard avec 6mm d'espace d'air

- **Uété = 3.5 W/m<sup>2</sup>C** **(Table 03)**
- **Uhiver = 3.3 W/m<sup>2</sup>C**

### **III- Caractéristiques de la salle blanche (retenues dans le cadre de cette recherche).**

La salle blanche étudiée dans ce projet a pour objectif de permettre la fabrication d'éléments électroniques dans des conditions optimales.

Notre installation a pour but d'assurer les conditions de bases suivantes :

- Une température de 22°C en été et de 20°C en hiver.
- Un taux de filtration de 99.99%
- Un taux d'humidité entre 40% à 50%.
- Procédé de surpressurisation.

### **Conclusion**

Les différents paramètres déterminés, on pourra ainsi procéder aux différents calculs suivants :

- **Bilan frigorifique.**
- **Bilan calorifique**
- **Débit d'air soufflé**
- **Réseau aéraulique.**

# **CHAPITRE II**

## **Calcul des différents paramètres du système de ventilation**

## I- Calcul du bilan Frigorifique

### I-1- Chaleur interne

#### I-1-a-Gain dû aux occupants

(Tables 04,06)

$$Q_{\text{sensible}} = \text{CLF} \cdot \text{SHG} \cdot N_p \quad (\text{Watt})$$

$$Q_{\text{latente}} = \text{LHG} \cdot N_p \quad (\text{Watt})$$

	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
<b>Np</b>	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
<b>CLF</b>	0.53	0.62	0.69	0.74	0.77	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89
<b>SHG(w)</b>	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
<b>LHG(w)</b>	205	205	205	205	205	205	205	205	205	205
<b>Qs(w)</b>	<b>1325</b>	<b>1550</b>	<b>1725</b>	<b>1850</b>	<b>1925</b>	<b>2000</b>	<b>2075</b>	<b>2125</b>	<b>2175</b>	<b>2225</b>
<b>Ql(w)</b>	<b>5125</b>									
<b>Q(w)</b>	<b>6450</b>	<b>6675</b>	<b>6850</b>	<b>6975</b>	<b>7050</b>	<b>7125</b>	<b>7200</b>	<b>7250</b>	<b>7300</b>	<b>7350</b>

-Tableau I.4 Gain dû aux occupants-

#### I-1-b-Gain dû à l'éclairage

$$Q_{\text{machine}} = \text{CLF} \cdot P$$

(Watt)

(Table 05)

	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
<b>P(w)</b>	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000
<b>CLF</b>	0.76	0.81	0.84	0.88	0.90	0.92	0.93	0.95	0.98	0.97	0.22
<b>Q(w)</b>	<b>1520</b>	<b>1620</b>	<b>1680</b>	<b>1760</b>	<b>1800</b>	<b>1840</b>	<b>1860</b>	<b>1900</b>	<b>1960</b>	<b>1940</b>	<b>440</b>

-Tableau I.5 Gain dû à l'éclairage-

## I-1-c-Gain dû aux machines

L'usine est équipée des machines suivantes :

- Compresseur dégageant une chaleur de **22 KW**.
- Loader dégageant une quantité de chaleur de **2 KW**.
- Huit (8) convoyeurs de **0.55 KW** de chaleur dégagée chacun.
- Unloader de **0.78 KW**.
- Dek de **2.2 KW** de chaleur dégagée.
- Deux (2) GC60 de **7.8 KW** chacun.
- GC114 d'une puissance de **7.8 KW**.
- Oven d'une puissance de **59 KW**.
- Vague d'une puissance de **18.5KW**.
- Vcd avec une chaleur dégagée de **1.1 KW**.
- Radial8xT d'une puissance de **1.1KW**.

Donc

$$Q_{ma} = 134480 \text{ Watt}$$

Avec :

$Q_{ma}$  : Chaleur totale dégagée par les machines

## I-2- Chaleur externe

### I-2-a-Gain dû aux murs

$$Q_{mur} = U \cdot A \cdot CLTD_c \quad (\text{Watt}) \quad (\text{Table 14})$$

$$CLTD_c = CLTD + (25 - T_i) + (T_e - 29)$$

A / Mur nord

	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
<b>A(m<sup>2</sup>)</b>	81.05	81.05	81.05	81.05	81.05	81.05	81.05	81.05	81.05	81.05	81.05
<b>U(W/m<sup>2</sup>k)</b>	1.61	1.61	1.61	1.61	1.61	1.61	1.61	1.61	1.61	1.61	1.61
<b>CLTD(°C)</b>	3	3	3	4	4	5	6	6	7	8	9
<b>CLTD<sub>c</sub>(°C)</b>	4.5	6.9	7.8	9.7	12	11.6	12.3	12	12.7	12.7	12;8
<b>Q(w)</b>	<b>587.20</b>	<b>900.38</b>	<b>1017.8</b>	<b>1265.7</b>	<b>1565.9</b>	<b>1513.7</b>	<b>1605</b>	<b>1565.9</b>	<b>1657.2</b>	<b>1657.2</b>	<b>1670.2</b>

-Tableau I-6 Gain dû au mur Nord-

**B/ Mur sud**

	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>	<b>16</b>	<b>17</b>	<b>18</b>
<b>A(m<sup>2</sup>)</b>	86.05	86.05	86.05	86.05	86.05	86.05	86.05	86.05	86.05	86.05	86.05
<b>U(W/m<sup>2</sup>k)</b>	1.61	1.61	1.61	1.61	1.61	1.61	1.61	1.61	1.61	1.61	1.61
<b>CLTD(°C)</b>	4	3	3	4	5	7	9	11	13	15	16
<b>CLTDc(°C)</b>	5.5	6.9	7.8	9.7	13	13.6	15.3	17	18.7	19.7	19.8
<b>Q(w)</b>	<b>762</b>	<b>955.9</b>	<b>1080.6</b>	<b>1343.8</b>	<b>1801</b>	<b>1884.2</b>	<b>2119.7</b>	<b>2355.2</b>	<b>2590.7</b>	<b>2729.2</b>	<b>2743.1</b>

**-Tableau I-7 Gain dû au mur Sud-****C/ Mur Ouest**

	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>	<b>16</b>	<b>17</b>	<b>18</b>
<b>A(m<sup>2</sup>)</b>	48.62	48.62	48.62	48.62	48.62	48.62	48.62	48.62	48.62	48.62	48.62
<b>U(W/m<sup>2</sup>k)</b>	1.61	1.61	1.61	1.61	1.61	1.61	1.61	1.61	1.61	1.61	1.61
<b>CLTD(°C)</b>	6	5	5	5	5	6	6	8	10	13	17
<b>CLTDc(°C)</b>	7.5	8.9	9.8	10.7	13	12.6	12.3	14	15.7	17.7	20.8
<b>Q(w)</b>	<b>587</b>	<b>696.7</b>	<b>767.1</b>	<b>837.6</b>	<b>1017.6</b>	<b>986.3</b>	<b>962.8</b>	<b>1095.9</b>	<b>1229</b>	<b>1385.5</b>	<b>1628.2</b>

**-Tableau I-8 Gain dû au mur Ouest-****D/ Mur est**

	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>	<b>16</b>	<b>17</b>	<b>18</b>
<b>A(m<sup>2</sup>)</b>	48.62	48.62	48.62	48.62	48.62	48.62	48.62	48.62	48.62	48.62	48.62
<b>U(W/m<sup>2</sup>k)</b>	1.61	1.61	1.61	1.61	1.61	1.61	1.61	1.61	1.61	1.61	1.61
<b>CLTD(°C)</b>	5	7	10	13	15	17	18	18	18	18	18
<b>CLTDc(°C)</b>	6.5	10.9	14.8	18.7	23	23.6	24.3	24	23.7	22.7	21.8
<b>Q(w)</b>	<b>508.8</b>	<b>853.2</b>	<b>1158.5</b>	<b>1463.8</b>	<b>1800.4</b>	<b>1847.4</b>	<b>1902.2</b>	<b>1878.7</b>	<b>1855.2</b>	<b>1776.9</b>	<b>1706.5</b>

**-Tableau I-9 Gain dû au mur Est-**

## I-2-b-Gain dû aux vitres

1-Vitrage Nord :

(Tables 07, 08, 09)

$$Q_{vs}=(A_{ens} \cdot SHGF_{enso}+A_{ombr} \cdot SHGF_{ombr}) \cdot SC \cdot CLF \quad (w)$$

$$Q_{vc}=Ac \cdot U_c \cdot \Delta T \quad (w)$$

	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
<b>A(m<sup>2</sup>)</b>	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25
<b>U(W/m<sup>2</sup>k)</b>	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5
<b>CLF</b>	0.65	0.73	0.80	0.86	0.89	0.89	0.86	0.82	0.75	0.78	0.91
<b>SC</b>	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25
<b>SHGF(w)</b>	110	110	110	110	110	110	110	110	110	110	110
<b>ΔT</b>	5.5	7.9	8.8	9.7	12	10.6	10.3	10	9.7	8.7	7.8
<b>Q<sub>vs</sub> (w)</b>	<b>22.3</b>	<b>25.1</b>	<b>27.5</b>	<b>29.6</b>	<b>30.6</b>	<b>30.6</b>	<b>29.6</b>	<b>28.2</b>	<b>25.8</b>	<b>26.8</b>	<b>31.3</b>
<b>Q<sub>vc</sub> (w)</b>	<b>24.06</b>	<b>34.56</b>	<b>38.5</b>	<b>42.43</b>	<b>52.5</b>	<b>46.37</b>	<b>45.06</b>	<b>43.75</b>	<b>42.43</b>	<b>38.06</b>	<b>34.12</b>
<b>Q<sub>t</sub>(w)</b>	<b>46.36</b>	<b>59.66</b>	<b>66</b>	<b>72.03</b>	<b>83.1</b>	<b>76.97</b>	<b>74.66</b>	<b>71.95</b>	<b>68.23</b>	<b>64.86</b>	<b>65.42</b>

-Tableau I-10 Gain dû au vitrage nord-

2-Vitrage Sud

(Table 10)

	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>	<b>16</b>	<b>17</b>	<b>18</b>
<b>A(m<sup>2</sup>)</b>	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25
<b>U(W/m<sup>2</sup>k)</b>	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5
<b>CLF</b>	0.23	0.38	0.58	0.75	0.83	0.80	0.68	0.50	0.35	0.27	0.19
<b>SC</b>	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25
<b>B (°)</b>	30	41	51	59	62	59	51	41	30	19	7
<b>∂ (°)</b>	79	67	51	29	0	29	51	67	79	89	99
<b>X (m)</b>	0.102	0.047	0.024	0.011	0	0.011	0.024	0.047	0.102	1.146	-0.12
<b>Y (m)</b>	0.025	0.033	0.044	0.056	0.060	0.054	0.042	0.030	0.023	0.016	0.006
<b>Aensol (m<sup>2</sup>)</b>	1.248	1.249	1.249	1.25	1.25	1.25	1.249	1.249	1.248	1.23	-1.35
<b>SHGFens(w)</b>	475	475	475	475	475	475	475	475	475	475	475
<b>Aombr (m<sup>2</sup>)</b>	0.002	0.001	0.001	0.0006	0	0.0006	0.001	0.001	0.002	0.018	0
<b>SHGFombr</b>	110	110	110	110	110	110	110	110	110	110	110
<b>ΔT</b>	5.5	7.9	8.8	9.7	12	10.6	10.3	10	9.7	8.7	7.8
<b>Qvs (w)</b>	<b>34.10</b>	<b>56.37</b>	<b>86.04</b>	<b>111.34</b>	<b>123.20</b>	<b>118.76</b>	<b>100.87</b>	<b>74.17</b>	<b>51.89</b>	<b>39.57</b>	<b>28.20</b>
<b>Qvc (w)</b>	<b>24.06</b>	<b>34.56</b>	<b>38.5</b>	<b>42.44</b>	<b>52.5</b>	<b>46.38</b>	<b>45.06</b>	<b>43.75</b>	<b>42.74</b>	<b>38.06</b>	<b>34.13</b>
<b>Qt(w)</b>	<b>58.16</b>	<b>90.93</b>	<b>124.54</b>	<b>153.78</b>	<b>175.7</b>	<b>165.14</b>	<b>145.93</b>	<b>117.92</b>	<b>94.63</b>	<b>77.63</b>	<b>62.33</b>

**-Tableau I-11 Gain dû au vitrage Sud-**

**I-2-c-Gain à travers la porte**

$$Q = U_p \cdot U_p \cdot \Delta T \quad \text{(Table 01)}$$

	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>	<b>16</b>	<b>17</b>	<b>18</b>
<b>A(m<sup>2</sup>)</b>	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
<b>U(W/m<sup>2</sup>k)</b>	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
<b>ΔT</b>	5.5	7.9	8.8	9.7	12	10.6	10.3	10	9.7	8.7	7.8
<b>Q(w)</b>	<b>55</b>	<b>79</b>	<b>88</b>	<b>97</b>	<b>120</b>	<b>106</b>	<b>103</b>	<b>100</b>	<b>97</b>	<b>87</b>	<b>78</b>

**-Tableau I-12 Gain dû à la porte-**

**I-2-d-Gain à travers le toit**

$$Q_t = U_t \cdot A_t \cdot CLTDC \quad \text{(Watt)} \quad \text{(Table 11)}$$

$$CLTD_c = CLTD \cdot K + (25 - T_i) + (T_e - 29) \quad \text{avec : } K=1$$

	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
A(m <sup>2</sup> )	209.63	209.63	209.63	209.63	209.63	209.63	209.63	209.63	209.63	209.63	209.63
U(W/m <sup>2</sup> k)	2.28	2.28	2.28	2.28	2.28	2.28	2.28	2.28	2.28	2.28	2.28
CLTD(°C)	4	6	8	11	15	18	22	25	28	29	30
CLTD <sub>c</sub> (°C)	5.5	9.9	12.8	16.7	23	24.6	28.3	31	33.7	33.7	33.8
Q(w)	2628.76	4731.77	6117.84	7981.87	10993	11757.72	13526.16	14816.64	16107.13	16107.13	16154.92

**-Tableau I-13 Gain à travers le toit-**

### I-2-e-Gain par infiltration

$$Q_{\text{sensible}} = m_{\text{inf}} \cdot C_p \cdot (T_e - T_i) \quad (\text{W}) \quad (\text{Table 13})$$

$$Q_{\text{latente}} = m_{\text{inf}} \cdot h_{\text{fg}} \cdot (W_e - W_i) \quad (\text{W})$$

$$M_{\text{inf}} = N \cdot V / v \cdot 3600 \quad (\text{Kg/s})$$

$$N = a + b \cdot V_{\text{air}} + C (T_e - T_i)$$

A	B	C	Vair(m/s)
0.15	0.01	0.007	3.5

**-Tableau I-14 Coefficients pour l'étanchéité de l'usine-**

	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
ΔT	5.5	7.9	8.8	9.7	12	10.6	10.3	10	9.7	8.7	7.8
N	0.223	0.240	0.246	0.253	0.269	0.259	0.257	0.255	0.253	0.246	0.239
V	0.875	0.875	0.875	0.875	0.875	0.875	0.875	0.875	0.875	0.875	0.875
V	943.3	943.3	943.3	943.3	943.3	943.3	943.3	943.3	943.3	943.3	943.3
m <sub>inf</sub>	0.066	0.071	0.073	0.075	0.080	0.077	0.077	0.076	0.075	0.073	0.071
ΔW	0.0028	0.0036	0.004	0.0038	0.0046	0.0042	0.004	0.004	0.0042	0.0044	0.0046
H <sub>fg</sub>	2425.7	2425.7	2425.7	2425.7	2425.7	2425.7	2425.7	2425.7	2425.7	2425.7	2425.7
C <sub>p</sub>	1020	1020	1020	1020	1020	1020	1020	1020	1020	1020	1020
Q <sub>l</sub> (w)	448.27	620	708.30	691.32	892.66	784.47	747.12	737.41	764.1	779.13	792.23
Q <sub>s</sub> (w)	370.26	572.12	655.25	742.05	979.2	832.52	808.96	775.2	742.05	647.80	564.87
Q <sub>t</sub> (w)	818.53	1192.12	1363.55	1433.37	1871.86	1616.99	1556.08	1512.61	1506.15	1426.93	1357.1

**-Tableau I-15 Gain dû aux infiltrations-**

Avec :

$\Delta T$  : °C

V : m<sup>3</sup>

v : m<sup>3</sup>/kg

m inf : Kg/s

$\Delta W$  : Kg/ksa

### I-2-f-Gain par ventilation

$$Q_{\text{sensible}} = m_{\text{ext}} \cdot C_p \cdot (T_e - T_i) \quad (\text{W})$$

$$Q_{\text{latente}} = m_{\text{ext}} \cdot h_{\text{fg}} \cdot (W_e - W_i) \quad (\text{W})$$

$$M_{\text{ext}} = m_{\text{th}} - m_{\text{inf}}$$

$$M_{\text{th}} = N_p \cdot M_{\text{air}} / 3600 \cdot v$$

	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
<b>Np</b>	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
<b>ΔT</b>	5.5	7.9	8.8	9.7	12	10.6	10.3	10	9.7	8.7	7.8
<b>ΔW</b>	0.0028	0.0036	0.004	0.0038	0.0046	0.0042	0.004	0.004	0.0042	0.0044	0.0046
<b>V</b>	0.875	0.875	0.875	0.875	0.875	0.875	0.875	0.875	0.875	0.875	0.875
<b>Mair</b>	18	18	18	18	18	18	18	18	18	18	18
<b>Minf</b>	0.066	0.071	0.073	0.075	0.080	0.077	0.077	0.076	0.075	0.073	0.071
<b>Mth</b>	0.142	0.142	0.142	0.142	0.142	0.142	0.142	0.142	0.142	0.142	0.142
<b>Mext</b>	0.076	0.071	0.069	0.067	0.062	0.065	0.065	0.066	0.067	0.069	0.071
<b>Cp</b>	1020	1020	1020	1020	1020	1020	1020	1020	1020	1020	1020
<b>Hfg</b>	2425.7	2425.7	2425.7	2425.7	2425.7	2425.7	2425.7	2425.7	2425.7	2425.7	2425.7
<b>Qsve</b>	426.36	572.12	619.34	662.90	758.88	702.78	682.89	673.2	662.90	612.30	564.88
<b>Qlve</b>	516.19	620	669.50	617.58	691.82	662.22	630.68	640.38	682.59	736.44	792.23
<b>Qtve</b>	942.55	1192.12	1288.84	1280.48	1450.7	1365	1313.57	1313.58	1345.5	1348.74	1357.11

-Tableau I-16 Gain dû à la ventilation-

Avec :

$\Delta T$  : °C

M air : m<sup>3</sup>/h

Mth : Kg/s

Mext : Kg/s

v : m<sup>3</sup>/kg

m inf : Kg/s

$\Delta W$  : Kg/kg

Hfg : kJ/Kg

Cp : J/Kg°C

Q : Watt

### I-3-Quantité de chaleur totale pour l'usine

On récapitulera la somme du gain de chaleur total dans le tableau ci-dessous :

	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
<b>Qs(kw)</b>	143.23	146.93	149.40	152.58	157.42	158.11	160.27	161.90	163.66	161.56	155.38
<b>Ql(kw)</b>	6.18	6.37	6.50	6.43	6.71	6.57	6.50	6.50	6.57	6.64	1.58
<b>Qt(kw)</b>	149.41	153.3	155.9	159.01	164.13	164.68	166.77	168.4	170.23	168.2	156.93

**-Tableau I-17 Quantité totale de chaleur reçue par la salle blanche-**

D'après le tableau on déduit l'heure critique qui est : **16h**

Donc on aura :

**Qs = 163.66 KW**

**Ql = 6.57 KW**

**Qt = 170.23 KW**

#### **I-4-Température de soufflage du ventilateur(Eté)**

En posant comme hypothèse que la différence entre la température intérieure et la température de soufflage ne doit pas excéder 10°C, on aura :

$$T_i - T_s = 10 \text{ donc : } T_s = 22 - 10$$

$$T_s = 12^\circ\text{C}$$

#### **Conclusion**

Nous avons ainsi pu déterminer le gain de chaleur total pour l'usine pendant l'été, ainsi que la température de l'air nécessaire au soufflage.

On aura à déterminer dans ce qui suit les différentes déperditions que subit l'usine pendant la période hivernale.

### **II- Calcul du bilan calorifique**

#### **II-1-Déperditions par transmission**

##### **Déperditions à travers les murs**

$$Q_m = U \cdot A \cdot \Delta T \quad \text{Watt}$$

	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>	<b>16</b>	<b>17</b>	<b>18</b>
<b>U(w/m²k)</b>	1.65	1.65	1.65	1.65	1.65	1.65	1.65	1.65	1.65	1.65	1.65
<b>A(m²)</b>	264.34	264.34	264.34	264.34	264.34	264.34	264.34	264.34	264.34	264.34	264.34
<b>ΔT</b>	14.8	13.2	12.2	10	8.3	6.5	7.2	8	8.8	9.5	10.2
<b>Qm(w)</b>	<b>6455.18</b>	<b>5757.33</b>	<b>5321.16</b>	<b>4361.61</b>	<b>3620.14</b>	<b>2835.05</b>	<b>3140.36</b>	<b>3489.29</b>	<b>3838.22</b>	<b>4143.53</b>	<b>4448.84</b>

**-Tableau II-18 Déperditions à travers les murs-**

### déperditions à travers les vitres

$$Q_v = U \cdot A \cdot \Delta T$$

Watt

	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
<b>U(w/m²k)</b>	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3
<b>A(m²)</b>	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5
<b>ΔT</b>	14.8	13.2	12.2	10	8.3	6.5	7.2	8	8.8	9.5	10.2
<b>Qm(w)</b>	<b>122.1</b>	<b>108.9</b>	<b>100.65</b>	<b>82.5</b>	<b>68.48</b>	<b>53.63</b>	<b>59.4</b>	<b>66</b>	<b>72.6</b>	<b>78.38</b>	<b>84.15</b>

**-Tableau II-19 Déperditions à travers les vitres-**

### Déperditions à travers le toit

$$Q_t = U \cdot A \cdot \Delta T$$

Watt

	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
<b>U(w/m²k)</b>	2.36	2.36	2.36	2.36	2.36	2.36	2.36	2.36	2.36	2.36	2.36
<b>A(m²)</b>	209.63	209.63	209.63	209.63	209.63	209.63	209.63	209.63	209.63	209.63	209.63
<b>ΔT</b>	14.8	13.2	12.2	10	8.3	6.5	7.2	8	8.8	9.5	10.2
<b>Qm(w)</b>	<b>7321.96</b>	<b>6530.39</b>	<b>6035.66</b>	<b>4947.27</b>	<b>4106.23</b>	<b>3215.72</b>	<b>3562.03</b>	<b>3957.81</b>	<b>4353.6</b>	<b>4699.9</b>	<b>5046.21</b>

**-Tableau II-20 Déperditions à travers le toit-**

### Déperditions à travers la porte

$$Q_p = U \cdot A \cdot \Delta T$$

Watt

	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
<b>U(w/m²k)</b>	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
<b>A(m²)</b>	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
<b>ΔT</b>	14.8	13.2	12.2	10	8.3	6.5	7.2	8	8.8	9.5	10.2
<b>Qm(w)</b>	<b>148</b>	<b>132</b>	<b>122</b>	<b>100</b>	<b>83</b>	<b>65</b>	<b>72</b>	<b>80</b>	<b>88</b>	<b>95</b>	<b>102</b>

**-Tableau II-21 Déperditions à travers la porte-**

## II-2-Chaleur totale par transmission

Le tableau ci-dessous représente la somme des différentes déperditions par transmission pour chaque heure :

H	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Q <sub>o</sub> (W)	14047.2	12528.6	11579.5	9491.38	7877.6	6169.4	6833.8	7593.1	8352.4	9016.8	9681.2

**-Tableau II-22 Chaleur totale par transmission-**

On remarquera d'après les résultats obtenus que **Q<sub>max</sub>** est atteinte à **8heures** du matin qu'on prendra pour heure critique dans la suite du calcul du bilan calorifique.

### -Majoration du bilan :

Majoration d'exploitation Z<sub>d</sub> : Mode I et majoration d'orientation :

S(m <sup>2</sup> )	ΔT(°C)	D	Q <sub>o</sub> (w)	Z <sub>d</sub> (%)	Z <sub>h</sub> (%)	1+Z <sub>d</sub> +Z <sub>h</sub>	Q <sub>t</sub> (w)
691.1	14.8	1.37	14047.2	7	5	1.12	<b>15732.8</b>

**-Tableau II-23 Majoration du bilan-**

Avec :

$$S = (48.62 \cdot 2) + (209.63 \cdot 2) + (87.3 \cdot 2)$$

$$S = 691.1 \text{ m}^2$$

$$D = Q_o / S \cdot \Delta T$$

$$D = 1.37$$

## II-3- Déperditions par infiltration

$$Q_s = m_{\text{inf}} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad \text{Watt}$$

$$Q_l = m_{\text{inf}} \cdot h_{fg} \cdot \Delta W \quad \text{Watt}$$

$$M_{\text{inf}} = N \cdot V / v \cdot 3600 \quad (\text{Kg/s})$$

$$N = a + b \cdot V_{\text{air}} + C (T_e - T_i)$$

Avec :

<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>Vair(m/s)</b>
<b>0.15</b>	<b>0.01</b>	<b>0.007</b>	<b>6.7</b>

<b><math>\Delta T</math></b>	<b>N</b>	<b>V</b>	<b>V</b>	<b>Minf</b>	<b>Cp</b>	<b>Hfg</b>	<b><math>\Delta W</math></b>	<b>Qs</b>	<b>Ql</b>	<b>Qt(w)</b>
14.8	0.3206	0.825	943.33	0.10	1010	2477910	0.0032	<b>1494.8</b>	<b>792.93</b>	<b>2287.73</b>

**-Tableau II-24 Déperditions par infiltrations-**

Avec:

v : m<sup>3</sup>/kg

m inf : Kg/s

V : m<sup>3</sup>

$\Delta W$  : Kg/kg

#### **II-4- Déperditions par ventilation**

Avec :

$$Q_s \text{ vent} = m \text{ ext} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad \text{Watt}$$

$$Q_l \text{ vent} = m \text{ ext} \cdot h_{fg} \cdot \Delta W \quad \text{Watt}$$

$$M \text{ ext} = m \text{ th} - m \text{ inf}$$

<b><math>\Delta T</math></b>	14.8
<b><math>\Delta W</math></b>	0.0032
<b>Np</b>	25
<b>v (m<sup>3</sup>/Kg)</b>	0.825
<b>m air(m<sup>3</sup>/h)</b>	18
<b>m th (Kg/s)</b>	0.152
<b>m inf (Kg/s)</b>	0.10
<b>m ext (Kg/s)</b>	0.052
<b>Cp (j/Kg°c)</b>	1010
<b>Hfg (j/Kg)</b>	2477910
<b>Qs vent (w)</b>	<b>777.30</b>
<b>Ql vent (w)</b>	<b>412.32</b>
<b>Qt vent (w)</b>	<b>1189.62</b>

**-Tableau II-25 Déperditions par ventilation-**

## II-5-Quantité de chaleur totale pour l'usine

La somme des déperditions de l'usine durant l'hiver pendant l'heure critique est récapitulée dans le tableau ci-dessous :

Qs (w)	Ql (w)	Qt (w)
18004.9	1205.25	19210.15

**-Tableau II-26 Chaleur totale reçue par l'usine-**

Avec :

Qs : Chaleur sensible totale (W)

Ql : Chaleur latente totale (W)

## II-6- température de soufflage

Comme pour l'été, on supposera que la différence entre la température intérieure de l'usine et la température de soufflage ne doit pas excéder 10°C

On posera :

$$T_s = 12^\circ\text{C}$$

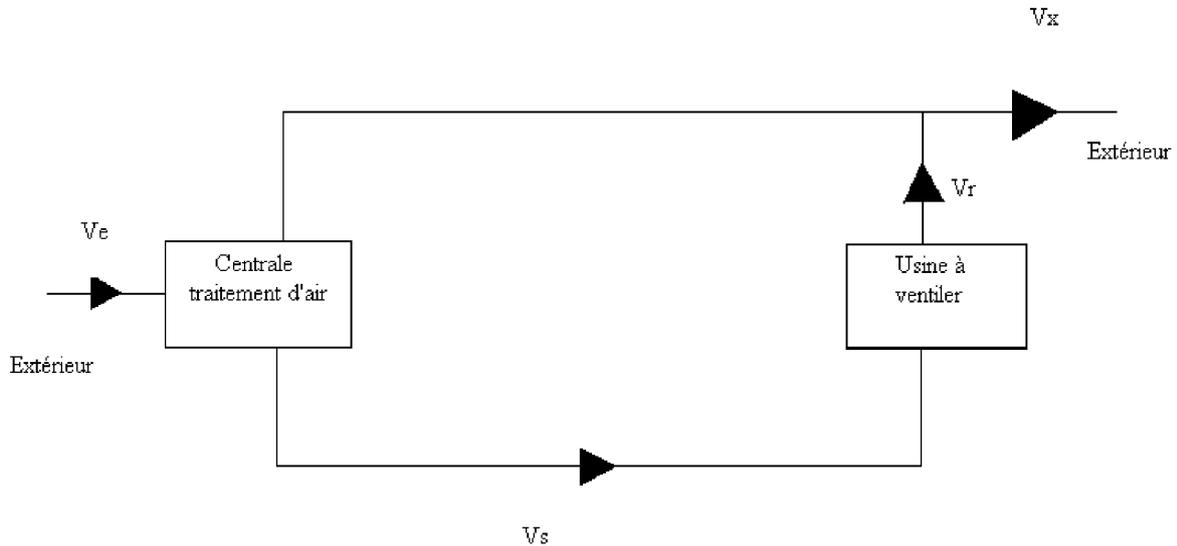
## Conclusion

A travers le calcul des bilans frigorifique et calorifique, on a pu déterminer l'heure critique et donc les gains et les déperditions de chaleur maximums respectivement pour la période estivale et hivernale.

On procédera par la suite au calcul du débit d'air à soufflé pour maintenir la température de l'usine à la valeur indiquée initialement et qui est de 22°C.

### III- Calcul du débit d'air

#### III-1- Schéma de distribution du débit d'air dans une Installation de ventilation



**-Figure III-4 Distribution de l'air dans l'installation de ventilation-**

On notera par :

$V_e$  : Débit d'air neuf.

$V_s$  : Débit d'air soufflé.

$V_r$  : Débit d'air repris.

Avec :  $V_e = V_x$

#### III-2-Calcul du débit d'air soufflé dans l'usine

Le débit d'air soufflé est donné par la relation suivante :

$$V_s = [Q_s \cdot 3600] / [C_p \cdot \varphi \cdot (T_{int} - T_s)] \quad [III.26]$$

Avec :

$Q_s$  : le gain sensible (W).

$\varphi$  : La masse volumique de l'air (1.2 Kg/m<sup>3</sup>).

Cp : La chaleur spécifique de l'air en été (1020 J/Kg°C).

Tint : La température intérieure du local (°C).

Ts : La température de soufflage (°C).

Vs : Débit d'air soufflé dans le local (m3/h).

### III-3- Calcul du taux de brassage

$$\mathfrak{f} = V_s / V_{\text{local}} \quad \text{[III.27]}$$

Avec :

$\mathfrak{f}$  : Le taux de brassage (Volume/ h).

Vs : Débit de soufflage en m3/h.

Vloc : Le volume du local (m3).

La température de soufflage étant Ts = 12°C

Donc le débit d'air soufflé par la CTA est : Vs =(163660 .3600)/(1.2 . 1020 .(22-12)

$$V_s = 48135.3 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\mathfrak{f} = 51.03 \text{ (vol/h)}$$

On notera les résultats dans le tableau récapitulatif ci-dessous :

<b>Qsint(w)</b>	<b>Vs (m3/h)</b>	<b>Vlocal</b>	<b><math>\mathfrak{f}</math> (volume/h)</b>
<b>163660</b>	<b>48135.3</b>	<b>943.33</b>	<b>51.03</b>

Avec :

Qsint : Gain total de chaleur sensible (été) (Watt)

Vloc : Volume du local (m3)

**CHAPITRE III**  
**Choix des différents**  
**systemes**

## I- Choix du système de ventilation

Pour notre système, on choisira le procédé faisant appel à l'air, appelé **procédé à air total**.

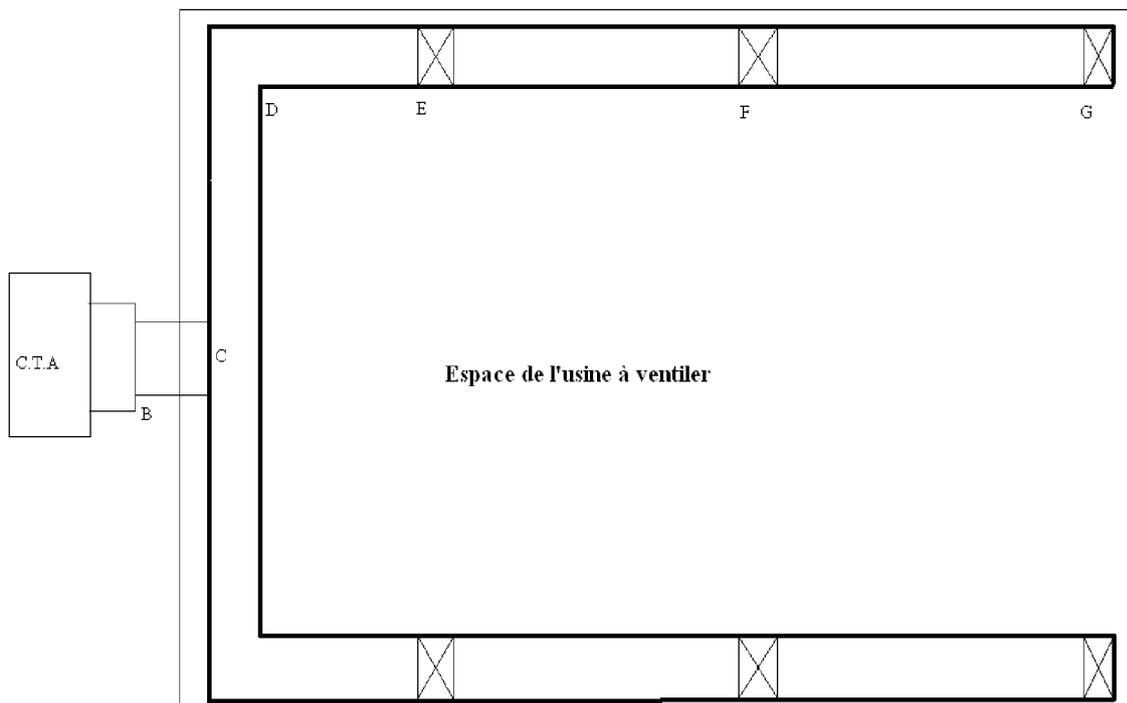
Ce système présente certains avantages :

- Il permet de contrôler la température ambiante désirée, ainsi que le degré hygrométrique.
- Le débit d'air rejeté et de l'air frais (neuf) peut être réglé selon les besoins.
- Le réseau de gaines ne présente aucun danger en cas de fuite.

Mais il présente l'inconvénient d'utilisation de gaines de différentes dimensions.

## II- Détermination du réseau aéraulique

### II-1-Schéma de distribution



**-Figure II-5 Distribution du réseau aéraulique-**

## II-2-Calcul des dimensions de gaines

### II-2-a-Dimensions de la gaine principale :

#### Détermination du diamètre approximatif

$$D = [ ( V_s \cdot 4 ) / ( V \cdot 3600 \cdot \Pi ) ]^{1/2} \quad \text{[II-28]}$$

$$D = [ 48135.3 \cdot 4 ) / ( 7 \cdot 3600 \cdot 3.14 ) ]^{1/2} \quad \text{[II-29]}$$

$$D = 1.55 \text{ m}$$

$$D = 1550 \text{ mm}$$

On déterminera les dimensions a et b de la gaine a partir de la **table 15** :

On trouvera : a = 800 mm

$$b = 2300 \text{ mm}$$

#### Calcul de la vitesse réelle

$$\text{D'après la formule : } V_{\text{réel}} = V_s / ( a \cdot b \cdot 3600 ) \quad \text{[II-30]}$$

$$V_{\text{réel}} = 48135.3 / ( 0.8 \cdot 2.3 \cdot 3600 ) \quad \text{[II-31]}$$

$$V_{\text{réel}} = 7.27 \text{ m/s}$$

#### Calcul du diamètre réel de la gaine

$$D = [ ( V_s \cdot 4 ) / ( V \cdot 3600 \cdot \Pi ) ]^{1/2} \quad \text{[II-32]}$$

$$D = [ 48135.3 \cdot 4 ) / ( 7.27 \cdot 3600 \cdot 3.14 ) ]^{1/2} \quad \text{[II-33]}$$

$$D = 1.53 \text{ m} = 1530 \text{ mm} .$$

## II-2-b-Dimensions des gaines secondaires

D'après les schémas de l'installation adoptée, on aura à diviser le débit de soufflage suivant le nombre de dérivations disponibles, dans notre cas ça sera deux directions :

$$V_{s1} = V_s / 2 = 48135.3 / 2$$

$$V_{s1} = 24067.65 \text{ m}^3/\text{h}$$

### Détermination du diamètre approximatif

$$D = [ ( V_{s1} \cdot 4 ) / ( V \cdot 3600 \cdot \Pi ) ]^{1/2} \quad \text{[II-34]}$$

$$D = [ ( 24067.65 \cdot 4 ) / ( 5 \cdot 3600 \cdot 3.14 ) ]^{1/2} \quad \text{[II-35]}$$

$$D = 1.30 \text{ m} = 1300 \text{ mm}$$

On déterminera là aussi les dimensions a et b à partir de la **table 15**:

$$a = 700 \text{ mm}$$

$$b = 2100 \text{ mm}$$

### Calcul de la vitesse réelle dans la gaine secondaire

$$V_{\text{réel}} = V_{s1} / ( a \cdot b \cdot 3600 ) \quad \text{[II-36]}$$

$$V_{\text{réel}} = 24067.65 / ( 0.7 \cdot 2.1 \cdot 3600 ) \quad \text{[II-37]}$$

$$V_{\text{réel}} = 4.55 \text{ m/s}$$

### Calcul du diamètre réel de la gaine secondaire

$$D = [ ( V_{s1} \cdot 4 ) / ( V \cdot 3600 \cdot \Pi ) ]^{1/2} \quad \text{[II-38]}$$

$$D = [ 24067.65 \cdot 4 ) / ( 4.55 \cdot 3600 \cdot 3.14 ) ]^{1/2} \quad \text{[II-39]}$$

$$D = 1.36 \text{ m}$$

### II-3-Calcul des pertes de charges dans les gaines de soufflages

On notera dans le tableau ci-dessous les différentes pertes de charges singulières et linéaires pour chaque tronçon de l'installation :

	AB	B	BC	C	CD
<b>Vs(m3/h)</b>	48135.3	-	48135.3	-	24067.65
<b>V (m/s)</b>	7.27	7.27	7.27	7.27	4.55
<b>D(m)</b>	1.53	-	1.53	-	1.36
<b>L(m)</b>	0.5	-	0.5	-	5
<b><math>\Delta P</math> /l(mmce/mm)</b>	0.27	-	0.27	-	0.1
<b><math>\Delta PI</math> mmce</b>	<b>0.135</b>	-	<b>0.135</b>	-	<b>0.5</b>
<b>§</b>	-	0.35	-	1.0	-
<b>Z</b>	-	<b>12.94</b>	-	<b>36.99</b>	-

-Tableau II-27 pertes de charges du point A au point D-

	D	DE	E	EF	F
<b>Vs(m3/h)</b>	-	24067.65	-	16045.1	-
<b>V (m/s)</b>	4.55	4.55	4.55	4.55	4.55
<b>D(m)</b>	-	1.36	-	1.11	-
<b>L(m)</b>	-	6.20	-	6.20	-
<b><math>\Delta P</math> /l(mmce/mm)</b>	-	0.1	-	0.18	-
<b><math>\Delta PI</math> mmce</b>	-	<b>0.62</b>	-	<b>1.116</b>	-
<b>§</b>	0.5	-	2.5	-	2.5
<b>Z</b>	<b>7.24</b>	-	<b>36.23</b>	-	<b>36.23</b>

-Tableau II-28 pertes de charges du point D au point F-

	<b>FG</b>	<b>G</b>
<b>Vs(m3/h)</b>	8022.55	-
<b>V (m/s)</b>	4.55	4.55
<b>D(m)</b>	0.79	-
<b>L(m)</b>	6.20	-
<b><math>\Delta P</math> l(mmce/mm)</b>	2.6	-
<b><math>\Delta PI</math> mmce</b>	<b>16.12</b>	-
<b>§</b>	-	2.5
<b>Z(mmce)</b>	-	<b>36.23</b>

**-Tableau II-29 pertes de charges du point F au point G-**

**$\Delta PAE = 94.79$  mmCE**

**$\Delta PAF = 132.13$  mm CE**

**$\Delta PAG = 184.48$  mm CE**

### **Conclusion**

De ce tableau, et connaissant le débit d'air soufflé, nous pouvons ainsi déduire les caractéristiques du ventilateur par le calcul des pertes de charges totales dans l'usine ( **$\Delta P_{totale}$** )

Cette dernière sera déterminée en multipliant  **$\Delta PAG$**  -qui représente  **$\Delta P_{totale}$**  pour un côté- par deux (2) pour avoir les pertes de charges totales dans les deux cotés.

**$\Delta P = 368.96$  mm CE = 3614.72 Pa**

**$Vs$  CTA = 48135.3 m3/h .**

### **II-4-Equilibrage des réseaux [2]**

Pour garantir une bonne distribution de l'air dans le réseau aéraulique, qu'il soit de soufflage ou de reprise, il faut effectuer un équilibrage des réseaux. Cette opération consiste à créer une perte de charge singulière dans tous les circuits du réseau en se servant des volets de

dosage dans le but de rendre les pertes des circuits égales aux pertes de circuits les plus défavorables ; C'est-à-dire, le circuit ayant la plus grande perte de charges.

$$\Delta P_s = \xi \cdot \rho \cdot (V^2 / 2)$$

Avec :

$\Delta P_s$  : La perte de charges qu'il faut créer .

$\xi$  : Coefficient de frottement.

$\rho$  : Masse volumique de l'air .

V : La vitesse de l'air dans le tronçon ou on doit placer le volet de dosage pour équilibrer notre circuit .

Connaissant la différence de perte de charge entre le circuit à équilibrer, et le circuit le plus défavorable  $\Delta P_s$ , et connaissant aussi la vitesse de l'air dans le tronçon ou on doit placer le volet de dosage on pourra donc déduire, à partir du coefficient de frottement, le degré de dosage du volet.

$\partial$	<b>0</b>	<b>10</b>	<b>20</b>	<b>30</b>	<b>40</b>	<b>50</b>	<b>60</b>
$\xi$	<b>0.04</b>	<b>0.33</b>	<b>1.2</b>	<b>3.3</b>	<b>9.0</b>	<b>26</b>	<b>70</b>

Avec  $\partial$  : Degrés de dosage du volet.

### Application numérique

$$\Delta P_{GE} = \Delta P_{AG} - \Delta P_{AE}$$

$$= 184.48 - 94.79$$

$$\Delta P_{GE} = 89.69 \text{ mm CE}$$

$$\Delta P_{GE} = \xi \cdot \rho \cdot (V^2 / 2) \quad \text{avec : } V=4.55 \text{ m/s}$$

$$\rho = 1.4 \text{ Kg /m}^3$$

$$\Delta P_{GE} = \xi \cdot (V/1.19)^2$$

$$\Delta P_{GE} = \xi \cdot 14.61$$

On aura donc :  $\xi = \Delta PGE / 14.61$

$$\xi = 6.13$$

$$\text{tg } \vartheta = (9 - 3.3) / (40 - 30)$$

$$= (6.13 - 3.3) / (\vartheta - 30)$$

On trouvera :  $\text{tg } \vartheta = 34.96$  Donc :  $\vartheta = 88.36^\circ$

On notera les valeurs trouvées de  $\vartheta$  dans le tableau ci-dessous :

	$\Delta PGF$	$\Delta PGE$
$\xi$	3.58	6.13
$\vartheta (^\circ)$	88.12	88.36

## Conclusion

Une fois les différents paramètres déterminés, on aura, dans ce qui suit, à déduire le choix des différents équipements à installer afin d'assurer au mieux le maintien des conditions désirées.

# **CHAPITRE IV**

## **Choix des équipements**

## **I-Introduction**

Pour maintenir le confort à l'intérieur de l'usine, l'installation doit avoir une puissance suffisante et asservie quelle que soit la saison, nous allons donc déterminer les puissances nécessaires aux différents appareils composants l'installation ainsi que les caractéristiques spécifiques de chaque organe, ensuite, nous allons sélectionner les équipements que nous jugerons les plus conformes aux exigences de l'installation envisagée.

## **II-Choix des équipements de la centrale de traitement de l'air**

### **(C.T.A)**

Il est à noter que pour le cas de notre système, l'installation devra comporter :

- Une centrale d'eau glacée.
- Une centrale de traitement d'air.
- Un ventilateur.
- Des filtres absolus.
- Des diffuseurs.
- Des bouches de reprise.

Nous avons calculé dans les chapitres précédents la quantité de chaleur à traiter pour chaque saison ainsi que le débit d'air à souffler :

$$Q_{\text{tot}} (\text{été}) = 170230 \text{ Watt} \quad = \quad 170.230 \text{ KW}$$

$$Q_{\text{tot}} (\text{hiver}) = 19210.15 \text{ Watt} \quad = \quad 19.210 \text{ KW}$$

$$V_s \quad = \quad 48135.3 \text{ m}^3/\text{h.}$$

A partir de ces résultats, on procédera aux choix suivants :

### **II-1-Choix de la centrale d'eau glacée [ 3 ]**

Marque : **France AIR**

Modèle : **Ozaline 2140**

Puissance frigorifique : **168 KW**

Poids : **1610 Kg**

\*Conditions nominales de fonctionnement :

-Température entrée d'eau : **12°C** .

-Température sortie d'eau : **7°C**.

-Température air extérieur : **35°C** .

## **II-2-Choix de la C.T.A [ 3 ]**

Pour dimensionner la centrale de traitement d'air de l'installation il faudrait faire les calculs de la batterie froide et de la batterie électrique ainsi que le ventilateur de la CTA en prenant en compte les dimensions de la CTA.

La C.T.A sélectionnée est de marque : **FRANCE AIR**

modèle : **Modulys TA Hygis** .

Débit d'air total traité entre **2500 m<sup>3</sup>/h** et **75000m<sup>3</sup>/h**

Elle est équipée de batteries aux caractéristiques suivantes :

### **Batterie Froide**

**Puissance** : de 10 à 230 KW

**Régime d'eau / T°C** : en régime standard : 7/12°C

**Entrée d'air** : Standard : 25°C / 50 %Hr

### **Batterie électrique**

La batterie électrique jouera le rôle d'une résistance qui aura pour but de réchauffer l'air destiné au soufflage.

Les besoins du bilan se situent dans la plage de fonctionnement de cette batterie électrique.

**Sa puissance est de : 12 à 300 KW**

## **II-3-Choix du ventilateur [ 3 ]**

Le choix du ventilateur se fait en fonction du débit d'air véhiculé et des pertes de charge totales du réseau de soufflage et de reprise.

$\Delta P_{\text{soufflage}} = 368.96 \text{ mm CE}$

Ce même ventilateur doit faire circuler : **48135.3 m<sup>3</sup>/h** .

\*Marque : **France AIR.**

\*Modèle : **GAMMA 2, groupe moto-ventilateur industrie , grand débit , moyenne pression.**

\*Ventilateur **centrifuge à réaction.**

\*Très haut rendement.

\*Débit d'air traité : de **1000 à 200000 m<sup>3</sup>/h selon les besoins.**

## **II-4-Choix des filtres [ 3 ]**

Notre salle blanche étant soumise à un filtrage absolu, le filtre utilisé devrait avoir un très haut degré d'efficacité.

Marque : **France Air .**

Modèle : **Absolair, filtre compact avec piquage circulaire.**

Degré efficacité : **H14 ; Très haute efficacité.**

Poids : **20 Kg**

Débit nominal : **1200 m<sup>3</sup>/h**

$\Delta P$  initial au débit nominal : **130 Pa**

On notera :

$$\Delta P_{\text{total}} = \Delta P_{\text{ventilateur}} + \Delta P_{\text{filtre}} = 3614.72 + 130 = \mathbf{3744.72 \text{ Pa}}$$

## **II-5-Choix des diffuseurs [ 3 ]**

En prenant en compte le débit d'air qui doit être diffusé par chaque diffuseur ainsi que la surface à traité par chacun d'eux ,on procèdera au choix :

\*Marque : **France AIR.**

\*Modèle : **DAU 03**

\*Description : **diffuseur circulaire réglable par tige filetée .**

\*Dimension : **Ø 315.**

\*Débit d'air total diffusé : **11000 m<sup>3</sup>/h.**

## II-6-Choix du procédé de déshumidification utilisé [2]

La CTA utilisée étant équipée de batterie froide, on utilisera la déshumidification par condensation « refroidissement », où la batterie froide jouera le rôle d'échangeur de chaleur. L'air traité devra sortir de la batterie froide avec une température de 12°C et qui correspond à la température de soufflage, et un taux d'humidité relative de 50%.

D'après le diagramme psychométrique, on déduira la teneur en eau de l'air résultant :

**4.6g/Kg d'air**

## II-7-Choix du procédé de surpressurisation

On aura à limiter le débit d'air repris à 90% par rapport au débit d'air soufflé dans la salle. Le débit d'air repris sera donc :

$$V_r = (48135.5 \cdot 90) / 100$$

$$V_r = 43321.77 \text{ m}^3/\text{h}$$

## II-8-Choix de la bouche de reprise [ 3 ]

Pour assurer l'état de surpressurisation de l'usine, on aura à choisir une bouche de reprise conçue spécialement à cet effet, d'après le catalogue ;on choisira donc :

Marque : **France AIR.**

Modèle : **SPG , volet de surpression pour gaines rectangulaires.**

### Application :

- Maintenir une surpression ou dépression dans un local par rapport à l'extérieur.
- Volet anti retour.

### **Conclusion**

Les différents équipements ainsi déterminés, un système de régulation s'imposera afin d'optimiser leur fonctionnement.

# **CHAPITRE V**

## **Régulation du système**

## **II- Mode de régulation du système [1]**

Dans notre cas, la régulation du système de ventilation se fera à l'aide d'un régulateur électronique.

La régulation de la C.T.A nécessitera pour son fonctionnement :

- 1-Un régulateur électronique.
- 2-Une sonde ambiante de température.
- 3-Une sonde de température placée au soufflage.
- 4-Une sonde contrôlant l'humidité.

## **II- Mode de fonctionnement du système**

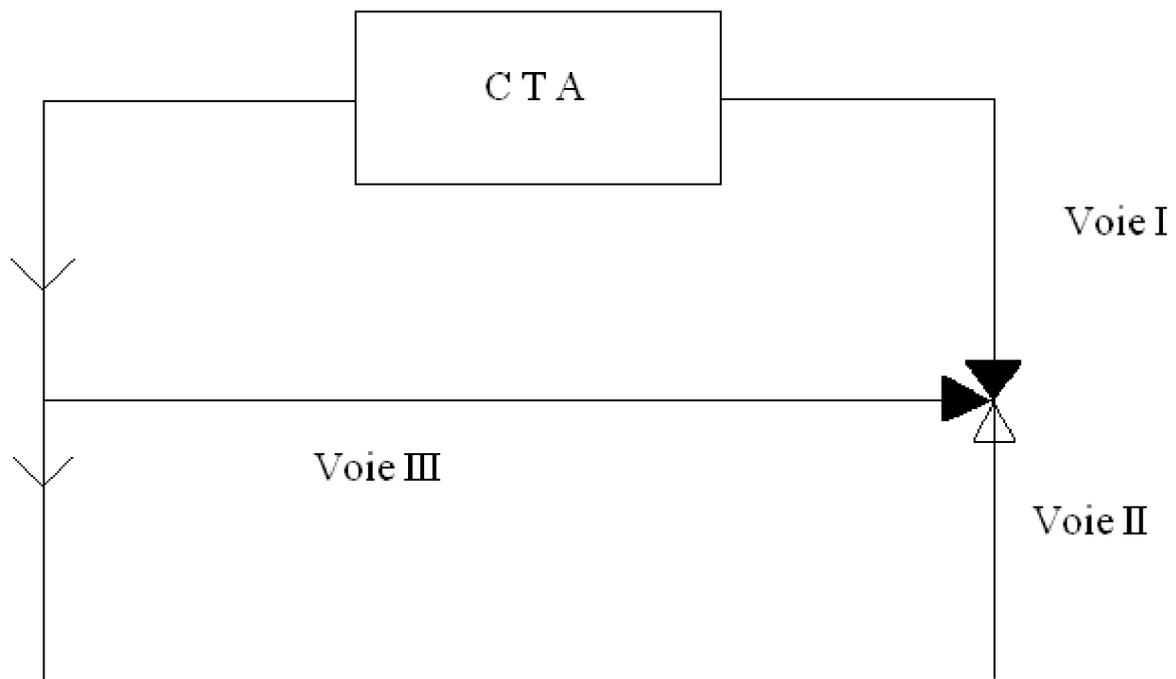
Si la température de l'air soufflé augmente (ou diminue selon la saison), la sonde de soufflage placée en amont du ventilateur de soufflage détecte cette variation.

Elle émet un signal chimique proportionnel à cette variation (élévation ou diminution), le régulateur compare cette valeur avec la valeur affichée de consigne, et par suite, émet un signal actif qui varie de 0 à 10 V à l'électrovanne d'eau froide (ou le relais de puissance de la batterie électrique).

Le servomoteur ferme progressivement la voie de façon que le débit by pass soit réduit et que le débit réglé augmente, ainsi il y aura diminution de la température de l'eau (Le relais met en marche par paliers les résistances de la batterie, ainsi il y aura élévation de la température).

Même principe en cas d'humidité, la sonde d'humidité placée en amont de la batterie froide détecte la hausse, et émet le signal qui agit sur la batterie froide.

Le ventilateur de soufflage de la C.T.A fonctionne en permanence. L'arrêt ou la mise en marche de ce dernier se fait par bouton.



**-II-6 Schéma de fonctionnement du système de régulation-**

VOIE I : Entrée de débit total.

VOIE II : Entrée de débit réglé.

VOIE III : Entrée de débit by pass.

# **CONCLUSION GENERALE**

L'étude de la ventilation et du conditionnement d'air est en évolution permanente devant les progrès enregistrés par la technique : Les architectes contemporains prévoient pour les constructions nouvelles des matériaux avec de faibles résistances thermiques, et cela pour éviter de grands besoins frigorifiques ou calorifiques qui entraîneraient le choix d'important ventilateurs et centrales de traitement d'air et donc qui seraient très coûteux pendant leur fonctionnement.

Les spécifications de fabrication de nombreux produits industriels vont nécessiter le développement de techniques permettant d'obtenir des paramètres ambiants d'une extrême précision tout en contrôlant la contamination particulaire, microbiologique et chimique qui devra être mesurée en permanence.

Actuellement, les salles propres font partie des outils utilisés pour maîtriser les paramètres cités précédemment et, malgré l'apparition de mini environnements, isolateurs et autres, leur avenir reste prometteur car, contrairement au mini environnement qui ne permet de traiter les problèmes que ponctuellement, la salle propre permet de répondre à une problématique d'ensemble.

On a essayé tout au long de ce modeste projet de traiter les principales étapes pour le calcul de l'installation

Après de nombreux calculs effectués afin de déterminer le bilan thermique, les pertes de charge, on a pu déterminer les équipements qui conviennent pour cette salle blanche.

La partie qui a pris le plus de temps dans cette étude est la détermination du bilan thermique et qui est due au très grand nombre de calculs intermédiaires.

Enfin j'espère avoir traité le sujet qui m'a été proposé, et avoir touché les principaux problèmes de la ventilation et du traitement d'air dans les salles propres.

# **BIBLIOGRAPHIE**

[1] Le RECKNAGEL, Herman Recknagel , Eberhard Sprenger,  
E.-R. Schramek ; PIC editions ; Paris; 1995

[2] TRAN ;Manuel de climatisation, Rouchet, ABC editions  
Paris ;1997

[3] France -AIR ; Catalogue de climatisation et de traitement de  
l'air ; France-AIR éditions ; Paris ;2003

# **ANNEXES**

**Table 01 : Résistances des différents matériaux de construction [ $m^2 \text{ } ^\circ \text{ k /w}$ ]**

	Epaisseur (m)	
	1 m	
<b><u>Matériaux externes</u></b>		
Brique pleine	0.76	
Brique creuse	1.39	
Bloc plein en pierre	0.55	
Béton de gravier et gravillon 200mm		0.18
Béton léger 200 mm		0.38
Béton léger 150 mm		0.29
Mortier de ciment	1.39	
Amiante ciment, lambris 6mm		0.04
Asphalte 13 mm		0.14
Plaque fibre de bois 10 mm		0.10
Aluminium ou acier avec 10 mm d'isolant		0.32
<b><u>Autres matériaux</u></b>		
Amiante ciment	1.73	
Contre plaqué	8.66	
Agglomère 13 mm		0.23
Agglomère mi dur	9.49	
Agglomère dur	7.35	
<b><u>Toiture</u></b>		
Tuile en ardoise		0.08
Tartan bitume 10mm		0.06
<b><u>Béton</u></b>		
Béton de gravier	0.55	
Béton d'agrégat	1.94	
<b><u>Isolants</u></b>		
Laine de verre 75-90mm		1.94
Laine de verre 135-170mm		3.35
Fibre de verre	27.7	
Polystyrène	27.7	
Polyuréthane	43.8	
Fibre minérale 160mm		3.35
Cellulose	21.7	
<b><u>Matériaux internes</u></b>		
Plaque de plâtre 15 mm		0.08
Plaque de plâtre 16 mm		0.10
Enduit en ciment	1.39	
Enduit en plâtre		0.066
Bois (sapin, pin)	8.66	
Bois dur (érable, chêne)		0.5

**Table 02 : Coefficients de résistances des couches d'air (d'après DIN 4701)**

<b>Disposition de la couche d'air et sens de l'écoulement</b>	<b>R [m<sup>2</sup>°k/w]</b>
<b>Air calme : (Emissivité de la surface 0.9)</b>	
*couche horizontale : écoulement ascendant	0.11
*couche horizontale : écoulement descendant	0.16
*couche verticale : écoulement horizontal	0.12
<b>Air en mouvement :</b>	
6.7 m/s en hiver	0.029
3.4 m/s en été	0.044
<b>Espace d'air</b>	
* Emissivité de la surface 0.8	
Horizontal	0.14
Vertical	0.17
* Emissivité de la surface 0.2	
Horizontal	0.24
Vertical	0.36

**Table 03 : Conductance globale de vitrage U (w/m2 °k)**

	<b>Eté</b>	<b>Hiver</b>
<b>Vitrage simple</b>	5.9	6.2
<b>Vitrage double</b>		
*6mm d'espace d'air	3.5	3.3
*13mm d'espace d'air	3.2	2.8
<b>Vitrage triple</b>		
*6mm d'espace d'air	2.5	2.2
*13mm d'espace d'air	2.2	1.8
<b>Vitrage renforcé (25 à 100 mm d'espace d'air)</b>	2.8	2.3

**Table 04 : Facteur CLF pour une personne ( sensible heat cooling factor)**

	Durée d'occupation par les employés								
	02	04	06	08	10	12	14	16	18
					X				
<b>01</b>	0.49	0.49	0.50	0.51	0.53	0.55	0.58	0.62	0.66
<b>02</b>	0.58	0.59	0.60	0.61	0.62	0.64	0.66	0.70	0.74
<b>03</b>	0.17	0.66	0.67	0.67	0.69	0.70	0.72	0.75	0.79
<b>04</b>	0.13	0.71	0.72	0.72	0.74	0.75	0.77	0.79	0.82
<b>05</b>	0.10	0.27	0.76	0.76	0.77	0.79	0.80	0.82	0.85
<b>06</b>	0.08	0.21	0.79	0.80	0.80	0.81	0.83	0.85	0.87
<b>07</b>	0.07	0.16	0.34	0.82	0.83	0.84	0.85	0.87	0.89
<b>08</b>	0.06	0.14	0.26	0.84	0.85	0.86	0.87	0.88	0.90
<b>09</b>	0.05	0.11	0.21	0.38	0.87	0.88	0.89	0.90	0.92
<b>10</b>	0.04	0.10	0.18	0.30	0.89	0.89	0.90	0.91	0.93
<b>11</b>	0.04	0.08	0.15	0.25	0.42	0.91	0.91	0.92	0.94
<b>12</b>	0.03	0.07	0.13	0.21	0.34	0.92	0.92	0.93	0.94
<b>13</b>	0.03	0.06	0.11	0.18	0.28	0.45	0.93	0.94	0.95
<b>14</b>	0.02	0.06	0.10	0.15	0.23	0.36	0.94	0.95	0.96
<b>15</b>	0.02	0.05	0.08	0.13	0.20	0.30	0.47	0.95	0.96
<b>16</b>	0.02	0.04	0.07	0.12	0.17	0.25	0.38	0.96	0.97
<b>17</b>	0.02	0.04	0.06	0.10	0.15	0.21	0.31	0.49	0.97
<b>18</b>	0.01	0.03	0.06	0.09	0.13	0.19	0.26	0.39	0.97
<b>19</b>	0.01	0.03	0.05	0.08	0.11	0.16	0.23	0.33	0.50
<b>20</b>	0.01	0.03	0.04	0.07	0.10	0.14	0.20	0.28	0.40
<b>21</b>	0.01	0.02	0.04	0.06	0.09	0.12	0.17	0.24	0.33
<b>22</b>	0.01	0.02	0.04	0.05	0.08	0.11	0.15	0.20	0.28
<b>23</b>	0.01	0.02	0.04	0.05	0.07	0.09	0.13	0.18	0.24
<b>24</b>	0.01	0.02	0.03	0.04	0.06	0.08	0.11	0.16	0.21

**Table 05 : CLF pour l'éclairage**

	Durée de l'éclairage (lampes encastrées)		Durée de l'éclairage (lampes non encastrées)	
	10h	16h	10h	16h
<b>0</b>	0.08	0.19	0.01	0.05
<b>1</b>	0.62	0.72	0.76	0.79
<b>2</b>	0.66	0.75	0.81	0.83
<b>3</b>	0.69	0.77	0.84	0.87
<b>4</b>	0.73	0.80	0.88	0.89
<b>5</b>	0.75	0.82	0.90	0.91
<b>6</b>	0.78	0.84	0.92	0.93
<b>7</b>	0.80	0.85	0.93	0.94
<b>8</b>	0.82	0.87	0.95	0.95
<b>9</b>	0.84	0.88	0.98	0.96
<b>10</b>	0.85	0.89	0.97	0.97
<b>11</b>	0.32	0.90	0.22	0.98
<b>12</b>	0.29	0.91	0.18	0.98
<b>13</b>	0.26	0.92	0.14	0.98
<b>14</b>	0.23	0.93	0.12	0.99
<b>15</b>	0.21	0.94	0.09	0.99
<b>16</b>	0.19	0.94	0.08	0.99
<b>17</b>	0.17	0.40	0.06	0.24
<b>18</b>	0.15	0.36	0.05	0.20

**Table 06 : Gains dus aux occupants**

Degré d'activité	Application type	Chaleur totale		SHG	LHG
		Homme adulte (w)	Moyenne (w)		
Assis, repos	Théâtre, cinéma	115	100	60	40
Assis, travail très léger	Bureau, hôtel	185	150	75	75
Debout, marche lente	Magasin, banque	235	185	90	95
Travail léger à l'établi	Usine, travail léger	255	230	100	130
Marche 1.3m/s, travail léger	usine	305	305	100	205
Assis	restaurant	150	170	75	95
Bowling	Piste de bowling	350	280	100	180
Danse	Salle de danse	400	375	120	255
Travail dur	Usine	470	470	165	305

**Table 07 : Facteur d'amortissement CLF pour les fenêtres**

Heure solaire	Orientation de la fenêtre								
	N	NE	E	SE	S	SW	W	NW	Horizontale
06	0.73	0.56	0.47	0.30	0.09	0.07	0.06	0.07	0.12
07	0.66	0.76	0.72	0.57	0.16	0.11	0.09	0.11	0.27
08	0.65	0.74	0.80	0.74	0.23	0.14	0.11	0.14	0.44
09	0.73	0.58	0.76	0.81	0.38	0.16	0.13	0.17	0.59
10	0.80	0.37	0.62	0.79	0.58	0.19	0.15	0.19	0.72
11	0.86	0.29	0.41	0.68	0.75	0.22	0.16	0.20	0.81
12	0.89	0.27	0.27	0.49	0.83	0.38	0.17	0.21	0.85
13	0.89	0.26	0.24	0.33	0.80	0.59	0.31	0.22	0.85
14	0.86	0.24	0.22	0.28	0.68	0.75	0.53	0.30	0.81
15	0.82	0.22	0.20	0.25	0.50	0.83	0.72	0.52	0.71
16	0.75	0.20	0.17	0.22	0.35	0.81	0.82	0.73	0.58
17	0.78	0.16	0.14	0.18	0.27	0.69	0.81	0.82	0.42
18	0.91	0.12	0.11	0.13	0.19	0.45	0.81	0.69	0.25

**Table 08 : Facteur d'ombre (SC) pour le cas des fenêtres**

Type de fenêtre	Epaisseur (mm)	Rideau vénitien			Autre rideau	
		Sans rideau interne	moyen	clair	foncé	clair
<b>Simple vitrage</b>						
Standard	3	1	0.64	0.55	0.59	0.25
Blindé	6-12	0.95	0.64	0.55	0.59	0.25
Absorbant	6	0.7	0.57	0.53	0.40	0.30
	10	0.5	0.54	0.52	0.40	0.28
<b>Double vitrage</b>						
Standard	3	0.9	0.57	0.51	0.60	0.25
Blindé	6	0.83	0.57	0.51	0.60	0.25
Réfléctif	6	0.4	0.33			

**Table 09 : SHFGmax pour une fenêtre ensoleillée [w/m<sup>2</sup>]**

	<b>N/ombre</b>	<b>NE/NW</b>	<b>E/W</b>	<b>SE/SW</b>	<b>S</b>	<b>Horizontale</b>
<b>Latitude : 32° Nord</b>						
<b>Décembre</b>	69	69	510	775	795	500
<b>Jan, Nov.</b>	75	90	550	785	775	555
<b>Fev, Oct.</b>	85	205	645	780	700	685
<b>Mar , Sept</b>	100	330	695	700	545	780
<b>Avr, Aug</b>	115	450	700	580	355	845
<b>May , July</b>	120	530	685	480	230	865
<b>June</b>	140	555	675	440	190	870
<b>Latitude : 40° Nord</b>						
<b>Décembre</b>	57	57	475	730	800	355
<b>Jan, Nov</b>	63	63	480	755	795	420
<b>Fev , Oct</b>	80	155	575	760	750	565
<b>Mar , Sept</b>	95	285	660	730	640	690
<b>Avr, Aug</b>	110	435	690	630	475	790
<b>May , July</b>	120	515	690	545	350	830
<b>June</b>	150	540	680	510	300	840

**Table 10 : Angles désignant la position du soleil**

<b>Heure solaire A.M</b>									
<b>Mois</b>	<b>Angle</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>
<b>32° Nord</b>									
<b>Dec</b>	<b>β</b>				10	20	28	33	35
	<b>φ</b>				54	44	31	16	0
<b>Jan,Nov</b>	<b>β</b>			1	13	22	31	36	38
	<b>φ</b>			65	56	46	33	18	0
<b>Feb,Oct</b>	<b>β</b>			7	18	29	38	45	47
	<b>φ</b>			73	64	53	39	21	0
<b>Mar,Sep</b>	<b>β</b>			13	25	37	47	55	58
	<b>φ</b>			82	73	62	47	27	0
<b>Apr,Aug</b>	<b>β</b>		6	19	31	44	56	65	70
	<b>φ</b>		100	92	84	74	60	37	0
<b>May,Jul</b>	<b>β</b>		10	23	35	48	61	72	78
	<b>φ</b>		107	100	93	85	73	52	0
<b>Jun</b>	<b>β</b>	1	12	24	37	50	62	74	81
	<b>φ</b>	118	110	103	97	89	80	61	0
<b>40° Nord</b>									
<b>Dec</b>	<b>β</b>				5	14	21	25	27
	<b>φ</b>				53	42	29	15	0
<b>Jan,Nov</b>	<b>β</b>				8	17	24	28	30
	<b>φ</b>				55	44	31	16	0
<b>Feb,Oct</b>	<b>β</b>			4	15	24	32	37	39
	<b>φ</b>			72	62	50	35	19	0
<b>Mar,Sep</b>	<b>β</b>			11	23	33	42	48	50
	<b>φ</b>			80	70	57	42	23	0
<b>Apr,Aug</b>	<b>β</b>		7	19	30	41	51	59	62
	<b>φ</b>		99	89	79	67	51	29	0
<b>May,Jul</b>	<b>β</b>	2	13	24	35	47	57	66	70
	<b>φ</b>	115	106	97	87	76	61	37	0
<b>Jun</b>	<b>β</b>	4	15	26	37	49	60	69	73
	<b>φ</b>	117	108	100	91	80	66	42	0
		<b>7</b>	<b>6</b>	<b>5</b>	<b>4</b>	<b>3</b>	<b>2</b>	<b>1</b>	<b>12</b>
<b>Heure solaire P .M</b>									

**Table 11 : CLTD pour le cas des toits**

Type de toit	Masse surf (Kg/m <sup>2</sup> )	Cp (Kj/m <sup>2</sup> k)	Heure solaire													
			07	08	09	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
			<b>Toit sans sous plafond</b>													
<b>1</b>	35	45	3	11	19	27	34	40	43	44	43	39	33	25	17	10
<b>2</b>	40	75	-1	2	8	15	22	29	35	39	41	41	39	34	29	21
<b>3</b>	90	90	-2	1	5	11	18	25	31	36	39	40	40	37	32	25
<b>4</b>	150	120	1	0	2	4	8	13	18	24	29	33	35	36	35	32
<b>5</b>	250	230	4	4	6	8	11	15	18	22	25	28	29	30	29	27
<b>6</b>	365	330	9	8	7	8	8	10	12	15	18	20	22	24	25	26
			<b>Toit avec sous plafond</b>													
<b>1</b>	45	50	0	5	13	20	28	35	40	43	43	41	37	31	25	15
<b>2</b>	50	85	1	2	4	7	12	17	22	27	31	33	35	34	32	28
<b>3</b>	100	100	0	0	2	6	10	16	21	27	31	34	36	36	34	30
<b>4</b>	150	130	6	4	4	4	6	9	12	16	20	24	27	29	30	30
<b>5</b>	260	240	12	11	11	11	12	13	15	16	18	19	20	21	21	21
<b>6</b>	360	340	13	13	13	12	12	13	13	14	15	16	16	17	18	18

- (1) : Plaque en métal 25 à 50 mm d'isolant.
- (2) Plaque en bois 25 mm d'épaisseur avec 25 mm d'isolant.
- (3) 100 mm de béton léger.
- (4) 150 mm de béton léger.
- (5) 100 mm de béton lourd.
- (6) Plafond d'une terrasse (habitation).

## MAJORATION A APPLIQUER DANS LE CALCUL DU CHAUFFAGE

### Majoration Zd en %

<b>Mode d'exploitation</b>	<b>Coeff. D</b>	0.1 à 0.29	0.30 à 0.69	0.70 à 1.49	1.5
<b>I</b>	Interruption réduite	7	7	7	7
<b>II</b>	Interruption de 8h à 12 h de durée	20	15	15	15
<b>III</b>	Interruption de 12h à 16h de Durée	30	25	20	15

### Majoration Zh pour l'orientation du local

<b>Orientation</b>	<b>S</b>	<b>SO</b>	<b>O</b>	<b>NO</b>	<b>N</b>	<b>NE</b>	<b>E</b>	<b>SE</b>
<b>Majoration Zh</b>	-5	-5	0	+5	+5	+5	0	-5

### Majoration Zh pour orientation :

Pour les locaux avec trois ou quatre faces extérieures ; il faut prendre la majoration la plus élevé.

**Table 12 : Débits minimaux d'air neuf pour les locaux à pollution non spécifique**

Destination des locaux	Débit minimal d'air neuf en m <sup>3</sup> /h et par occupant (air à 1.2 Kg/m <sup>3</sup> )	
	Locaux avec interdiction de fumer	Locaux sans interdiction de fumer
<b>Locaux d'enseignement :</b> Classes, salles d'étude, laboratoires (à l'exclusion de ceux a pollution spécifique) : >Maternelles, primaires et secondaires du 1 <sup>er</sup> cycle >Secondaires du 2 <sup>ème</sup> cycle et universitaires >Atelier	15 18 18	- 25 25
<b>Locaux d'hébergement :</b> Chambres collectives (plus de trois personnes), dortoirs, cellules, salles de sport	18	25
<b>Bureaux et locaux assimilés :</b> Locaux d'accueil, bibliothèque, bureaux de poste...	18	25
<b>Locaux de réunion :</b> Salles de réunion, de spectacle, de culte, club.....	18	30
<b>Locaux de vente :</b> Boutiques, supermarchés .....	22	30
<b>Locaux de restauration :</b> Cafés, bars, restaurants, cantines, salles a mangé...	22	30
<b>Locaux à usage sportif :</b> Par sportif : >dans une piscine. >dans les autres locaux. Par spectateur	22 25 18	- 30 30

**Table 13 : coefficients a, b, c pour les différentes constructions**

Type de construction	A	B	C
Peu perméable	0.15	0.010	0.007
Perméabilité moyenne	0.2	0.015	0.014
Perméable	0.25	0.020	0.022

**Table 14 : CLTD pour le cas des murs**

Type de mur	Masse surf (Kg/m <sup>2</sup> )	Cp [KJ/m <sup>2</sup> k]	Heure solaire	Orientation								
				N	NE	E	SE	S	SW	W	NW	
<b>G</b>	<b>50</b>	<b>15</b>										
			<b>7</b>	4	15	17	10	1	1	1	1	
			<b>8</b>	5	20	26	18	3	3	3	3	
			<b>9</b>	5	22	30	24	7	4	5	4	
			<b>10</b>	7	20	31	27	12	6	6	6	
			<b>11</b>	8	16	24	28	17	9	8	8	
			<b>12</b>	10	15	22	27	22	14	10	10	
			<b>13</b>	12	14	19	23	25	21	15	12	
			<b>14</b>	13	15	17	20	26	28	23	15	
			<b>15</b>	13	15	17	18	24	33	31	20	
			<b>16</b>	14	14	16	16	21	35	37	26	
			<b>17</b>	14	14	15	15	17	34	40	31	
			<b>18</b>	15	12	13	13	14	29	37	31	
<b>19</b>	12	10	11	11	11	20	27	23				
<b>20</b>	8	8	8	8	8	13	16	14				

<b>F</b>	<b>200</b>	<b>130</b>	<b>7</b>	1	3	4	2	1	1	2	1
			<b>8</b>	2	8	9	6	1	1	2	1
			<b>9</b>	3	13	16	10	2	2	2	2
			<b>10</b>	4	16	21	15	4	3	3	3
			<b>11</b>	5	17	24	20	7	4	4	4
			<b>12</b>	6	16	25	23	11	6	6	6
			<b>13</b>	8	16	24	24	15	10	8	7
			<b>14</b>	9	15	22	23	19	14	11	9
			<b>15</b>	11	15	20	22	21	20	16	12
			<b>16</b>	12	15	19	20	22	24	22	15
			<b>17</b>	12	15	18	19	21	28	27	19
			<b>18</b>	13	13	17	17	19	30	32	24
			<b>19</b>	13	13	15	16	17	29	33	26
<b>20</b>	13	12	13	14	15	25	30	24			

**Table 14 : suite**

				<b>N</b>	<b>NE</b>	<b>E</b>	<b>SE</b>	<b>S</b>	<b>SW</b>	<b>W</b>	<b>NW</b>
<b>E</b>	<b>300</b>	<b>230</b>	<b>7</b>	3	3	3	2	2	4	4	3
			<b>8</b>	2	5	6	4	2	3	3	3
			<b>9</b>	3	8	10	7	2	3	3	3
			<b>10</b>	3	11	15	10	3	3	4	3
			<b>11</b>	4	13	18	14	5	4	4	4
			<b>12</b>	5	14	20	17	7	5	5	5
			<b>13</b>	6	14	21	19	10	7	6	6
			<b>14</b>	7	14	21	20	14	10	8	7
			<b>15</b>	8	14	20	20	16	14	11	9
			<b>16</b>	10	15	19	20	18	18	15	11
			<b>17</b>	10	14	18	19	19	21	29	14
			<b>18</b>	11	14	18	18	18	24	24	18
			<b>19</b>	12	14	17	17	17	25	27	21
<b>20</b>	12	13	15	16	16	24	27	21			

<b>D</b>	<b>390</b>	<b>350</b>	<b>7</b>	3	4	5	5	4	6	7	6
			<b>8</b>	3	4	5	5	4	5	6	5
			<b>9</b>	3	6	7	5	3	5	5	4
			<b>10</b>	3	8	10	7	3	4	5	4
			<b>11</b>	4	10	13	10	4	4	5	4
			<b>12</b>	4	11	15	12	5	5	5	4
			<b>13</b>	5	12	17	14	7	6	6	5
			<b>14</b>	6	13	18	16	9	7	6	6
			<b>15</b>	6	13	18	17	11	9	8	7
			<b>16</b>	7	13	18	18	13	12	10	8
			<b>17</b>	8	14	18	18	15	15	13	10
			<b>18</b>	9	14	18	18	16	18	17	12
			<b>19</b>	10	14	17	17	16	20	20	15
<b>20</b>	11	13	17	17	16	21	22	17			

				<b>N</b>	<b>NE</b>	<b>E</b>	<b>SE</b>	<b>S</b>	<b>SW</b>	<b>W</b>	<b>NW</b>
<b>C</b>	<b>530</b>	<b>450</b>	<b>7</b>	5	6	7	7	6	9	10	8
			<b>8</b>	4	6	7	6	6	8	9	7
			<b>9</b>	4	6	8	7	5	7	8	6
			<b>10</b>	4	7	9	7	5	7	7	6
			<b>11</b>	4	8	11	9	5	6	7	5
			<b>12</b>	4	10	13	10	5	6	7	5
			<b>13</b>	5	10	14	12	6	6	7	6
			<b>14</b>	5	11	15	13	8	7	7	6
			<b>15</b>	6	12	16	14	9	8	8	6
			<b>16</b>	6	12	16	15	11	10	9	7
			<b>17</b>	7	12	17	16	12	12	11	9
			<b>18</b>	8	13	17	16	13	14	13	10
			<b>19</b>	9	13	16	16	14	16	16	12
<b>20</b>	9	13	16	16	14	18	18				

Dans notre cas le type de mur est le mur : D

Avec les caractéristiques suivantes : 100 mm de briques pleines avec 200 mm de béton avec finition interne.

**TABLE 15 : Coefficients a et b**

larg b	Longueur a (mm)																			
	100	125	150	175	200	225	250	275	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	
	Diamètre équivalent (mm)																			
100	109																			
125	122	137																		
150	133	150	164																	
175	143	161	177	191																
200	152	172	189	204	219															
225	164	181	200	216	232	246														
250	169	190	210	228	244	259	273													
275	176	199	220	238	256	272	287	301												
300	183	207	229	248	266	283	299	314	328											
350	195	222	245	267	286	305	322	339	354	383										
400	207	235	260	283	305	325	343	361	378	409	437									
450	217	247	274	299	321	343	363	382	400	433	464	492								
500	227	258	287	313	337	360	381	401	420	455	488	518	574							
550	236	269	299	326	352	375	398	419	436	477	518	543	573	601						
600	245	279	310	339	365	390	414	436	457	496	533	567	598	628	656					
650	253	289	321	351	378	404	429	452	474	515	553	589	622	653	683	711				
700	264	298	324	362	391	418	443	467	490	533	573	610	644	677	708	737	765			
750	268	308	340	373	402	430	457	482	506	550	592	630	666	700	732	763	792	820		
800	275	314	350	383	414	442	470	496	520	567	609	649	687	722	755	787	818	847	875	
900	289	330	367	402	435	465	493	522	548	597	643	686	726	763	799	833	860	897	927	
1000	304	344	384	420	454	486	517	546	574	626	674	719	762	802	840	876	914	944	976	
1100	313	358	399	437	470	506	538	569	598	652	703	751	795	838	878	916	953	988	1022	
1200	324	370	413	453	490	525	558	590	620	677	731	780	827	872	914	954	993	1030	1066	
1300	334	382	426	468	506	543	577	610	642	701	754	808	857	904	948	990	1031	1069	1107	
1400	344	394	439	482	522	559	595	629	662	724	781	835	886	934	980	1024	1066	1107	1146	
1500	353	404	452	495	536	575	612	648	681	745	805	860	913	964	1024	1057	1100	1141	1183	
1600	362	415	464	508	554	591	629	665	700	766	827	885	939	991	1041	1088	1133	1177	1219	
1700	371	425	475	521	564	605	644	682	718	785	849	908	964	1018	1069	1118	1164	1209	1253	
1800	379	434	485	533	577	619	660	698	735	804	869	930	988	1043	1096	1146	1195	1241	1286	
1900	387	444	496	544	590	663	674	713	751	821	889	953	1012	1068	1122	1174	1224	1271	1318	
2000	395	453	506	555	602	646	688	738	767	840	908	973	1034	1092	1147	1200	1252	1304	1348	
2100	402	464	516	566	614	659	702	742	782	857	927	993	1055	1115	1172	1226	<b>1279</b>	1329	1378	
2200	410	470	525	577	625	671	715	757	797	874	935	1013	1076	1137	1195	1254	1305	1356	1406	
2300	417	478	534	587	636	683	728	774	812	890	963	1033	1097	1159	1218	1275	1330	1383	<b>1434</b>	
2400	424	486	543	597	647	695	740	784	826	908	980	1050	1118	1180	1241	1299	1355	1409	1508	
2500	430	494	552	606	658	706	753	797	840	920	996	1068	1136	1203	1262	1322	1379	1434	1518	
2600	437	464	560	616	668	717	764	810	853	935	1012	1085	1154	1220	1283	1344	1402	1459	1533	
2700	443	509	569	625	678	728	776	822	866	950	1028	1102	1223	1240	1304	1366	1425	1483	1538	
2800	450	536	577	634	688	738	787	834	879	964	1043	1119	1190	1259	1324	1387	1447	1506	1562	
2900	456	521	585	643	697	749	798	845	891	977	1058	1135	1208	1277	1344	1408	1469	1529	1586	

