

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique



Université Mouloud Mammeri Tizi-Ouzou

Faculté de Génie de la Construction

Département de Génie Mécanique



# ***MEMOIRE DE FIN D'ETUDES***

**En vue d'obtention d'un diplôme de Master en Génie  
Mécanique**

**Spécialité : Energétique**

**Options : Froid, Chauffage et Climatisation (FCC)/  
Energétique (EN)**

**Thème**

***Dimensionnement et mise en œuvre  
d'une installation de climatisation  
Air/Eau***

**Proposé par :**

**– M. BOUDAUD Salah**

**Elaboré par :**

**– HADJ SAID Abdenour / FCC**

**– HADID Ismail / EN**

**Promotion : 2019/2020**

# Remerciements

*On remercie Dieu le tout puissant de nous avoir donné la santé et la volonté de commencer et de terminer ce mémoire.*

*On remercie notre promoteur Mr. Boudaoud d'avoir accepté de travailler avec nous, surtout son encadrement exceptionnel, sa rigueur, son sérieux, ces conseils et sa disponibilité durant la préparation.*

*Nos vifs remerciements à Mr. Beltagy pour son aide, ces conseils et encouragements.*

*Nos remerciement aux membres de jury d'avoir accepté d'évaluer ce travail.*

*Nos remerciements à toute personne qui a contribué de près ou de loin à la réussite de ce travail, surtout Belkacem Hadid.*

# Dédicaces

*Je dédie ce travail à toute ma famille, surtout ma  
très chère mère, mes frères et sœurs, mes neveux  
et nièces et à la mémoire de mon père,*

*Je le dédie aussi à mon cher binôme Abdenour, à  
mes chers ami(e)s H. Hocine B. smail B. smina et  
tous mes ami(e)s et mes camarades,*

*Ismail. HADTD*

# Dédicaces

*Je remercie Dieu de m'avoir donné l'occasion*

*de présenter toutes mes dédicaces à :*

*Mon père, ma Mère, Ma femme, Ma sœur et  
mon frère et à toute ma chère Famille qui m'a  
aidée durant toute ma vie, et m'a procurée toutes  
les circonstances convenables à l'accomplissement  
de ce projet, et tous mes amis.*

*Et surtout à mon cher binôme ismail.*

*Abdenour. HADJ SAÏD*

## Table des matières

Nomenclature.....	1
Liste des tableaux.....	1
Liste des figures.....	1
Introduction générale.....	1
<b>I. Chapitre : Généralité.....</b>	<b>3</b>
I.1 Transfert Thermique : .....	5
I.1.1 Conduction : .....	5
I.1.2 Convection : .....	5
I.1.3 Rayonnement : .....	5
I.1.4 Equation fondamentale de la transmission de chaleur : .....	5
I.1.5 Coefficient de transmission thermique surfacique des parois K : .....	6
I.1.6 Calcul du coefficient K des parois opaques : .....	6
I.2 Les systèmes de la climatisation : .....	13
I.2.1 Les différents systèmes de climatisation : .....	13
Systèmes à détente indirecte : .....	16
Systèmes air-air .....	16
Systèmes tout-eau .....	16
Systèmes de pompes à chaleur sur boucle d'eau .....	16
Roof-top.....	17
Système MTA (Module de Traitement d'Air).....	18
<b>II. Chapitre :Données de base utilisées en climatisation.....</b>	<b>19</b>
Introduction.....	20
II.1 Situation géographique .....	20
II.2 Zone climatique : .....	20
II.3 Conditions de base : .....	20
II.3.1 Conditions extérieures de base en été .....	21
II.3.2 Rayonnement solaire de base .....	23
II.3.3 Valeurs du rayonnement de base : .....	24
II.3.4 Détermination du rayonnement réel : .....	24
II.3.5 Condition intérieur de base : .....	25
<b>III. Chapitre : Bilan Thermique estival.....</b>	<b>27</b>
Introduction : .....	28

III.1	Bilan Thermique d'été :.....	28
III.1.1	Formules générales.....	31
III.1.2	Apports de chaleur à travers les parois opaques :.....	31
III.2	Apports à travers les parois vitrées :.....	34
III.3	Calcul de la surface ensoleillée et ombrée du vitrage :.....	34
III.3.1	Cas d'une saillie verticale.....	35
III.3.2	Cas d'une saillie horizontale.....	36
III.4	Apports de chaleur internes :.....	38
III.4.1	Gains dus aux occupants :.....	38
III.4.2	Gains dus aux machines électrique :.....	39
III.4.3	Gains dus à l'éclairage :.....	40
III.4.4	Apport de chaleur par introduction d'air extérieur :.....	41
IV.	Chapitre : Dimensionnement et représentation du réseau hydraulique .....	46
	Introduction :.....	47
IV.1	Polypropylène (PPR) :.....	47
IV.2	Dimensionnement et Calcul des tuyauteries d'eau glacée :.....	48
IV.2.1	Calcul de la puissance thermique :.....	48
IV.2.2	Calcul du débit :.....	48
IV.2.3	Calcul de la section et le diamètre :.....	49
IV.3	Dimensionnement de la bouteille de découplage hydraulique :.....	53
IV.4	Représentation du circuit dans une Synoptique globale :.....	54
IV.5	Fluide de travail (eau glycolée) :.....	56
IV.6	Perte de charge :.....	56
IV.6.1	Perte de charge linéaire :.....	56
IV.6.2	Perte de charge singulière.....	58
IV.7	Couplage turbomachine / réseau :.....	62
V.	Chapitre : Choix et calcul de l'équipement en fonction de la source d'énergie disponible.....	64
V.1	Introduction.....	65
V.2	Pompe à chaleur.....	65
V.2.1	Définition :.....	65
V.2.2	Pompe à chaleur non réversible.....	66
V.2.3	Pompe à chaleur réversible.....	66
V.2.4	Pompe à chaleur air/eau.....	67
V.2.5	Circuit frigorifique.....	67
V.3	Vanne à quatre voies (Vannes d'inversion de cycle):.....	69
V.4	Les fluides frigorigènes :.....	69

V.5	Le coefficient de performance :.....	71
V.6	Type de refroidissement sur le condenseur :.....	71
V.6.1	En mode chauffage :.....	71
V.6.2	En mode climatisation : .....	72
V.7	Caractéristiques de la pompe à chaleur installé :.....	73
<b>VI.</b>	<b>Chapitre :choix et calcul des unités terminales en fonction de leurs emplacement.....</b>	<b>75</b>
VI.1	Unités intérieure : .....	76
VI.1.1	Les ventilo-convecteurs : .....	76
VI.1.2	Différents types de ventilo-convecteurs :.....	76
VI.1.3	Les principaux composants d'un ventilo-convecteur : .....	76
VI.2	Système de régulation adopté : .....	79
VI.3	Le bilan de puissance électrique :.....	79
	<b>Conclusion générale .....</b>	<b>81</b>
	<b>Bibliographie .....</b>	<b>82</b>
	<b>Annexes .....</b>	<b>83</b>

# Nomenclature

Symbole	Signification	Unité
A%	Pourcentage de majoration sur K	%
AI	Partie latente des apports calorifiques internes	W
AI,ec	partie latente des apports internes dus à l'éclairage	W
AI,j	Partie latente d'apport interne j	W
AI,oc	partie latente des apports internes dus aux occupants	W
AI/p	apport latent dégagé par une personne	W/Pers.
AINF <sub>l</sub>	Partie latente des apports calorifiques dus aux infiltrations d'air extérieur	W
AINF <sub>s</sub>	Partie sensible des apports calorifiques dus aux infiltrations d'air extérieur	W
AI <sub>s</sub>	Partie sensible des apports calorifiques internes	W
AI <sub>s,ec</sub>	partie sensible des apports internes dus à l'éclairage	W
AI <sub>s,j</sub>	Partie sensible d'apport interne j	W
AI <sub>s,oc</sub>	Partie sensible des apports internes dus aux occupants	W
AI <sub>s/p</sub>	Apport sensible dégagé par une personne	W/Pers.
alt	altitude	m
APO	Apports calorifiques à travers les parois opaques	W
APOI <sub>lc</sub>	Apports calorifiques à travers une paroi opaque en contact avec un local climatisé	W
APOI <sub>nc</sub>	Apports calorifiques à travers une paroi opaque en contact avec un local non climatisé	W

## Nomenclature

APOs	Apports de chaleur à travers une paroi en contact avec le sol	W
AT	Apports calorifiques totaux	W
AV	Apports calorifiques à travers les parois vitrées	W
AVE	Apports calorifiques à travers une paroi vitrée extérieure	W
AVR	Apports calorifiques par rayonnement à travers une paroi vitrée extérieure	W
AVT	Apports calorifiques par transmission à travers une paroi vitrée extérieure	W
C <sub>Inc</sub>	Coefficient correcteur	°C
C <sub>p</sub>	Chaleur spécifique.	J/Kg °C
C <sub>te</sub>	Facteur de correction	°C
CTS	Coefficient correcteur	-
D	Le diamètre	[m]
DH <sub>b,i</sub>	Humidité relative de base de l'air intérieur	%

e	Epaisseur de la couche de matériau	m
E	Est	-
e <sub>1</sub>	Longueur d'ombre latérale	m
e <sub>2</sub>	Longueur d'ombre verticale	m
E <sub>b</sub>	Ecart diurne de base	°C
ENT	Enthalpie	KJ/Kg <sub>gas</sub>
FS	Facteursolaire du vitrage	-
HMT	La hauteur manométrique totale	m
h <sub>e</sub>	Coefficient d'échange superficiel extérieur	W/m <sup>2</sup> .°C

## Nomenclature

hi	Coefficient d'échange superficiel intérieur	W/m <sup>2</sup> .°C
HS	Humidité spécifique de l'air	g <sub>vap</sub> /Kg <sub>gas</sub>
HS <sub>b,e</sub>	Humidité spécifique de base de l'air extérieur	g <sub>vap</sub> /Kg <sub>gas</sub>
I <sub>d</sub>	Rayonnement diffus maximal réel	W/m <sup>2</sup>
I <sub>d,b</sub>	Rayonnement diffus de base	W/m <sup>2</sup>
I <sub>t</sub>	Rayonnement total maximal réel	W/m <sup>2</sup>
I <sub>t,b</sub>	Rayonnement total de base	W/m <sup>2</sup>
I <sub>t,b</sub>	Rayonnement total de base	W/m <sup>2</sup>
I <sub>t,b</sub> ( <sup>°40</sup> )	Rayonnement total de base pour le mois de juillet et la latitude °40 Nord	W/m <sup>2</sup>
K	Coefficient de transmission thermique surfacique	W/m <sup>2</sup> .°C
K <sub>moy</sub>	Coefficient de transmission thermique surfacique moyen	W/m <sup>2</sup> .°C
K <sub>vn</sub>	Coefficient de transmission thermique du vitrage	W/m <sup>2</sup> .°C
L	la longueur de la tuyauterie.	m
m	Débit	m <sup>3</sup> /h
M	Masse rapportée à la surface du plancher	m <sup>2</sup>
n	Nombre de couches de matériaux formant une paroi	-
N	Nord	-
NE	Nord Est	-
N <sub>L</sub>	Nombre de lampes ou de tubes fluorescents	-
NO	Nord Ouest	-
N <sub>p</sub>	nombre de personnes	-
N <sub>PVI</sub>	Coefficient d'amortissement relatif aux gains par ensoleillement à travers une paroi vitrée extérieure	-
O	Ouest	-

## Nomenclature

P	Puissance dégagée surfacique des luminaires	W/m <sup>2</sup>
PA	Pression atmosphérique	Pa
PC	Pouvoir calorifique	J/m <sup>3</sup>
PC <sub>sup</sub>	Pouvoir calorifique supérieur du combustible	J/m <sup>3</sup>
PP	Pression partielle de vapeur d'eau	Pa

$Q_v$	débit	m <sup>3</sup> /h
R	Résistance thermique d'une couche de matériau	m <sup>2</sup> .°C/W
R <sub>a</sub>	Résistance thermique d'une lame d'air	m <sup>2</sup> .°C/W
$\mathcal{R}$	Nombre de Reynolds	-
S	Sud	-
S	la section de la conduite	m <sup>2</sup>
S <sub>app</sub>	Surface de la zone apport	m <sup>2</sup>
SE	SudEst	-
S <sub>int</sub>	Surface intérieure totale de la paroi opaque	m <sup>2</sup>
S <sub>o</sub>	Surface vitrée à l'ombre	m <sup>2</sup>
SO	SudOuest	-
S <sub>ouv</sub>	Surface d'ouverture dans la paroi opaque	m <sup>2</sup>
S <sub>pl</sub>	Surface de plancher du local climatisé	m <sup>2</sup>
S <sub>pl</sub>	Surface de plancher	m <sup>2</sup>
SV	Surface totale vitrée	m <sup>2</sup>
SV <sub>enc</sub>	Surface vitrée ensoleillée	m <sup>2</sup>
TS <sub>a</sub>	Température sèche de l'air intérieur du local adjacent climatisé	°C

## Nomenclature

$TS_{b,e}$	Température sèche de base de l'air extérieur	°C
$TS_{b,i}$	Température sèche de base de l'air intérieur du local climatisé	°C
$TS_e$	Température sèche de l'air extérieur	°C
$TS_m$	Température moyenne sèche de l'air extérieur	°C
$V$	volume du local	m <sup>3</sup>
$TH$	Titre hydrotimétrique	°f
$V$	la vitesse	[m/s].
$V_{inf}$	Débit d'air dû aux infiltrations d'air extérieur	m <sup>3</sup> /h
$V_{inf,oi}$	Débit d'infiltration pour l'ouvrant i	m <sup>3</sup> /h.m <sup>2</sup>
$Pd$	Pression dynamique	Pa
$q_n$	Débit nominal de l'appareil	m <sup>3</sup> /s

### Autre symboles :

$\Delta t_e$	Différence de température équivalente	°C
$\Delta t_{es}$	Différence de température équivalente non corrigé (conditions standard) Pour une paroi à l'ombre	°C
$\Delta t_{em}$	Différence de température équivalente non corrigé (conditions standard) Pour une paroi ensoleillée	°C
$\alpha$	Facteur d'absorption de la paroi	-
$\Delta TS_{max}$	Différence maximale de température sèche de l'air entre l'extérieur et l'intérieur	°C
$\Delta T_{inc}$	Ecart de température entre espace non conditionné et local climatisé	°C

## Nomenclature

$\lambda$	Conductivité thermique du matériau	W/m.°C
$\lambda$	coefficient de perte de charge	-
$\varepsilon$	la rugosité de la tuyauterie	mm
$\mu$	la viscosité dynamique	[kg/ m s]
$\rho$	la masse volumique	[kg / m <sup>3</sup> ]
$\zeta$	coefficient de perte de charge spécifique d'une singularité.	-
$\beta$	Hauteur du soleil	degré
$\Phi$	Azimuth solaire	degré
$\varphi$	Azimuth d'une paroi	degré
$\eta_m$	Rendement du moteur électrique	-
$\Delta P$	Pression d'un ventilateur (hauteur manométrique d'une pompe)	Pa
$\theta_f$	Température du liquide	°C

# Liste des tableaux

## Chapitre I

<b>Tableau I-1:</b> Résistance thermique d'échange superficiel intérieur est extérieure des parois (Hiver).....	7
<b>Tableau I-2 :</b> Résistance thermique d'échange superficiel intérieur est extérieure des parois (Eté).....	7
<b>Tableau I-3 :</b> Résistance thermique de la lame d'air.....	8
<b>Tableau I-4 :</b> Coefficient $K_{vn}$ des vitrages nus.....	9
<b>Tableau I-5 :</b> Coefficients $K$ des portes courantes.....	10
<b>Tableau I-6 :</b> Caractéristique des différents matériaux de construction utilisés.....	11

## Chapitre II

<b>Tableau II-1:</b> Caractéristiques climatique de base de l'air extérieur en été. ....	21
<b>Tableau II-2 :</b> Valeur de $C_{TS}$ .....	22
<b>Tableau II-3 :</b> Rayonnement total de base.....	23
<b>Tableau III.4 :</b> Valeur des conditions intérieur de base.....	24
<b>Tableau II.5 :</b> Données de base de la zone climatique « site d'Alger ».....	25

## Chapitre III

<b>Tableau III.1 :</b> Gains dus aux occupants.....	37
<b>Tableau III.2 :</b> Apports calorifiques dus aux appareils ménagers et de restaurants.....	38
<b>Tableau III.3 :</b> Apports calorifiques dus aux machines de bureaux.....	39
<b>Tableau III.4 :</b> Apports de chaleur dus à l'éclairage.....	40
<b>Tableau III.5 :</b> Détails et résultats de calculs portés sur la salle de réunion.....	43
<b>Tableau III.6 :</b> Résultats de calcul .....	44

## Chapitre IV

<b>Tableau IV.1 :</b> Les régimes habituels de température desservant des unités terminales.....	48
<b>Tableau IV.2 :</b> Les résultats du dimensionnement du réseau hydraulique.....	50
<b>Tableau IV.3:</b> Les résultats de calcul de la bouteille de découplage.....	53
<b>Tableau IV.4 :</b> Tableau des coefficients de pertes de charge singulières.....	59
<b>Tableau IV.5 :</b> Résultats des pertes de charge.....	60

## Chapitre V

<b>Tableau V.1 :</b> Caractéristiques de la pompe à chaleur installé.....	72
---	----

## Liste des figures

### Chapitre VI

<b>Tableau VI</b> : Résultats de calcul du bilan de puissance électrique .....	78
--	----

# Liste des figures

## CHAPITRE I:

<b>Figure I.1 :</b> Schéma explicatif du VRV à récupération d'énergie trois tubes .....	14
<b>Figure I.2 :</b> Schéma du VRV à récupération d'énergie à deux tubes.....	14
<b>Figure I.3:</b> Système de pompes à chaleur sur boucle d'eau.....	16
<b>Figure I.4 :</b> Schéma explicatif d'un Roof-top.....	17

## CHAPITRE III:

<b>Figure III-1:</b> Schéma d'une saillie verticale.....	34
<b>Figure III.2:</b> Schéma d'une saillie horizontale.....	35
<b>Figure III.3 :</b> Surface ombré d'un vitrage.....	36

## CHAPITRE IV :

<b>Figure IV.1 :</b> vue sur plan du réseau de distribution d'eau glacée .....	51
<b>Figure IV.2 :</b> Bouteille de découplage hydraulique.....	53
<b>Figure IV.3:</b> Synoptique global du réseau de l'installation.....	54
<b>Figure IV.4 :</b> Diagramme de Moody.....	56
<b>Figure IV.5 :</b> Point de fonctionnement de la pompe.....	61
<b>Figure IV.6 :</b> Point de fonctionnement de la pompe à installer.....	62

## CHAPITRE V :

<b>FigureV.1 :</b> Principe de fonctionnement de la pompe à chaleur .....	64
<b>Figure V.2 :</b> Circuit frigorifique.....	67
<b>Figure V.3 :</b> Principe de fonctionnement d'une vanne d'inversion de cycle.....	67
<b>Figure V.4 :</b> Principe d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre.....	70
<b>Figure V.5 :</b> Echangeur a plaque et joints.....	71

## CHAPITRE VI :

<b>Figure VI.1:</b> Principaux composants d'un ventilo-convecteur .....	75
<b>Figure VI.2:</b> Exemple de ventilo-convecteur individuel.....	75
<b>Figure VI.3 :</b> Exemple de ventilo-convecteur de type cassette.....	76
<b>Figure VI.4:</b> Exemple d'unité antérieure de type Mural.....	76

# Introduction générale

C'est par l'intermédiaire du feu que le chauffage a fait son apparition au cours de l'histoire, et c'est à partir de cette découverte que l'Homme a pu obtenir une solution pour vaincre le froid.

Le principe de la pompe à chaleur n'est pas tout récent c'est la naissance de la thermodynamique qui jettera les bases, à partir de 1824, de diverses règles qui définiront les lois de la pompe à chaleur. De grands chercheurs comme Sadi Carnot, James Prescott Joule, Lord Kelvin, Rudolf Clausius en seront les précurseurs.

En 1902, un ingénieur américain a mis au point un système de refroidissement des pièces fermées. Quelques années plus tard, avec l'émergence des premières chambres froides, son invention entre dans le domaine industriel. La thermodynamique démontre que toutes les molécules d'un corps bougent et créent une énergie sous forme de chaleur. Cette énergie peut être canalisée, à l'aide d'une machine pour être utilisée de différentes façons.

Aujourd'hui, la concurrence aidant, les techniques de fabrication et de production s'améliorant, la climatisation est en train de rentrer dans les mœurs, et de plus en plus, on trouve des appartements, des bureaux équipés avec de tels systèmes pour le bien-être de leurs occupants.

## Introduction générale

Le but de la climatisation est la création d'une ambiance interne agréable à l'être humain quelle que soit les conditions externes. D'un point de vue sanitaire, un climatiseur sert aussi de déshumidificateur et assainit ainsi l'ambiance.

Dans un local à conditionner, il faut mettre en évidence certaines grandeurs de l'air intérieur tel que (sa température, son humidité, son agitation et sa pureté), et cela varie d'un local à un autre selon le domaine d'utilisation.

Dans cette étude on s'intéresse à un établissement recevant un public à usage de bureau qui est composé d'un rez-de-chaussée et quatre étages, cette structure requiert la mise en place d'un système de climatisation afin de garantir un certain confort thermique. Pour cela on a choisi de mener une étude sur un système de climatisation air/eau.

En effet, l'objet de ce travail consiste à assurer une étude bien précise tout d'abord du bilan thermique estival pour évaluer la puissance à installer ensuite le dimensionnement et le calcul des pertes de charge du réseau hydraulique qui définit l'équipement adéquat pour l'installation.

Pour bien mener cette étude on a réparti les chapitres comme suit. Dans le premier chapitre, on a présenté un ensemble de rappels sur le transfert thermique et les différents systèmes de la climatisation existants. Le deuxième chapitre est consacré aux données de base exploitées. Au troisième chapitre on a établi le bilan thermique estival en utilisant les documents techniques règlementaires (C 3.2 et C 3.4).

Le quatrième chapitre a été consacré au dimensionnement du réseau hydraulique. Le cinquième chapitre a fait objet du choix et calcul des équipements associés à la pompe à chaleur.

Pour clore cette étude on a défini au chapitre VI les unités terminales et leurs emplacements.

# **I. Chapitre:**

## **Généralité**



### **I.1 Transfert Thermique :**

Deux corps sont en équilibre thermique lorsque leurs températures sont égales.

Si les deux corps ne sont pas en équilibre thermique, on dit qu'il y a transfert thermique entre ces deux corps : la chaleur va du corps le plus chaud vers le corps le plus froid.

Le phénomène nous paraît simple au premier abord. Mais en réalité, il est complexe et ne peut être décrit mathématiquement qu'avec difficulté [3].

Il existe trois modes fondamentaux de transmission de la chaleur :

- Conduction
- Convection
- Rayonnement

Dans la pratique, on a en général une combinaison des différents modes de transfert.

#### **I.1.1 Conduction :**

Est le mode de transfert de chaleur provoqué par une différence de température entre deux régions d'un même milieu ou entre deux milieux en contact sans déplacement appréciable de matière. C'est en fait l'agitation thermique qui se transmet de proche en proche, une molécule ou un atome cédant une partie de son énergie cinétique à son voisin (la vibration de l'atome se ralentit au profit de la vibration du voisin).

#### **I.1.2 Convection :**

Dans ce cas le transfert de chaleur s'effectue d'un fluide liquide ou gazeux à un corps solide (par exemple entre l'air et une paroi). Les particules se trouvent en mouvement entre elles.

#### **I.1.3 Rayonnement :**

C'est le mécanisme par lequel la chaleur se transmet d'un corps à haute température vers un autre à basse température sous forme d'énergie rayonnante et ce sans support matériel.

Tout corps émet un rayonnement sous forme d'ondes électromagnétiques caractérisées par leurs longueurs d'ondes.

#### **I.1.4 Equation fondamentale de la transmission de chaleur :**

Le flux de chaleur transmis à travers une paroi par unité de temps d'un milieu à un autre du fait de la différence de température en régime permanent est donné par [4] :

$$Q = K \cdot S \cdot \Delta T \quad [W] \quad (I.1)$$

Avec :

S : (en  $m^2$ ) représente la surface d'échange de chaleur ;

$\Delta T$  : (en  $^{\circ}C$ ) représente la différence de température entre les deux milieux ;

K : (en  $W/m^2 \cdot ^{\circ}C$ ) représente le coefficient de transmission thermique surfacique de la paroi considérée.

### I.1.5 Coefficient de transmission thermique surfacique des parois K :

Le coefficient K ne tient compte que les échanges entre les surfaces internes et externes parallèles c'est-à-dire des échanges caractérisés par les lignes de flux perpendiculaires aux faces.

La plupart des parois rencontrées en bâtiment sont de type composite, chaque couche de matériau est alors caractérisée :

- Soit par sa conductivité thermique  $\lambda$  et son épaisseur e;
- Soit par sa résistance thermique R (elle est mesurée en laboratoire) lorsque la couche de matériau est fortement hétérogène.

Entre les couches des parois il peut y avoir une lame d'air qui possède une résistance thermique.

Deux méthodes permettent d'obtenir la valeur de K :

- Soit en utilisant les valeurs pré calculées, fournies par le document d'avis technique, ou à défaut fournie par le fabricant.
- Soit en calculant coefficient.

### I.1.6 Calcul du coefficient K des parois opaques :

#### I.1.6.1 Principes de calcul :

- Si la paroi est homogène sur toute sa surface, le coefficient K à utiliser est celui calculé pour la partie courante.
- Mais si la paroi est hétérogène, le coefficient K à utiliser dans les calculs est le

## Chapitre I : Généralités

coefficient K moyen de la paroi ( $K_{moy}$ ), Celui-ci est donné par la formule ci-après [1]:

$$K_{moy} = \frac{\sum K_i A_i}{\sum A_i} \quad [w / m^2 . ^\circ C] \quad (I.2)$$

Avec :

- $A_i$  (en  $m^2$ ) est la surface de paroi dont le coefficient de transmission est égal à  $K_i$  ;
- $\sum A_i$  : (en  $m^2$ ) est la surface intérieure totale de la paroi ;

La méthode de calcul consiste en fait à décomposer la paroi en éléments homogènes dont on sait calculer le coefficient K.

### Expression générale :

Le coefficient de transmission thermique surfacique (K) de la paroi composite est donné par la formule suivante [3], [4]:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} + \sum_{i=1}^n R_i + \sum R_a + \frac{1}{h_e} \quad [m^2 . ^\circ C / w] \quad (I.3)$$

Ou :

- $\frac{1}{h_i}$  : Résistances thermiques d'échanges superficiels respectivement intérieure, et extérieure, sont données dans le tableau I.1 pour la période hivernale et le tableau I.2 pour la période estivale (en  $m^2 \text{ } ^\circ C / w$ ) ;
- $\sum_{i=1}^n R_i$  : (en  $m^2 . ^\circ C / w$ ) représente la somme des résistances thermiques des différentes couches de matériaux constituant la paroi ; la détermination de la résistance thermique d'une couche de matériau dépend de la nature de matériau, c'est-à-dire s'il est homogène ou non;
- $n$  : nombre de couches de matériaux formant la paroi ;
- $\sum R_a$  : (en  $m^2 . ^\circ C / w$ ) représente la somme des résistances des lames d'air.

## Chapitre I : Généralités

$\frac{1}{h}$ (en m <sup>2</sup> °C/w)	Paroi en contact avec :			Paroi en contact avec :		
	l'extérieur, un passage ouvert, un local ouvert			Un autre local, chauffé ou non chauffé, Un comble, Un vide sanitaire		
	$1/h_i$	$1/h_e$	$1/h_i + 1/h_e$	$1/h_i$	$1/h_e$	$1/h_i + 1/h_e$
Latéral (Mur) $\alpha > 60^\circ$	0,11	0,06	0,17	0,11	0,11	0,22
Flux ascendant (toiture) $\alpha \leq 60^\circ$	0,09	0,05	0,14	0,09	0,09	0,18
Flux descendant (plancher) $\alpha \leq 60^\circ$	0,17	0,05	0,22	0,17	0,17	0,34

**Tableau I.1 :** Résistances thermiques d'échanges superficiels intérieures et extérieures des parois (hiver) [3].

$\frac{1}{h}$ (en m <sup>2</sup> °C/w)	Paroi en contact avec :			Paroi en contact avec :		
	l'extérieur, un passage ouvert, un local ouvert			Un autre local, chauffé ou non chauffé, Un comble, Un vide sanitaire		
	$1/h_i$	$1/h_e$	$1/h_i + 1/h_e$	$1/h_i$	$1/h_e$	$1/h_i + 1/h_e$
Latéral (Mur) $\alpha > 60^\circ$	0,10	0,04	0,14	0,10	0,11	0,21
Flux ascendant (toiture) $\alpha \leq 60^\circ$	0,16	0,04	0,20	0,16	0,17	0,33
Flux descendant (plancher) $\alpha \leq 60^\circ$	0,08	0,04	0,12	0,08	0,09	0,17

**Tableau I.2 :** Résistances thermiques d'échanges superficiels intérieures et extérieures des parois (été) [3].

### I.1.6.2 Résistance thermique d'une couche homogène

La résistance thermique d'une couche homogène est donnée par la formule suivante [3].

$$R_i = \frac{e_i}{\lambda_i} [\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C W}] \quad (\text{I.4})$$

Où

- $R_i$  : (en  $\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{w}$ ) représente la résistance thermique de la couche  $i$  ;
- $e_i$  : (en m) représente l'épaisseur de la couche de matériau ;
- $\lambda_i$  : en ( $\text{w m} \cdot ^\circ\text{C}$ ) représente la conductivité thermique du matériau. Les valeurs des conductivités thermiques sont soit tirées des tableaux donnés en [3], ou [4], soit fournies par le document d'avis technique, ou à défaut fournies par le fabricant.

### I.1.6.3 Résistance thermique d'une couche hétérogène

La résistance thermique d'une couche hétérogène est donnée directement en fonction de l'épaisseur de la couche de matériau. Les valeurs des résistances thermiques sont soit tirées des tableaux données en [3], soit fournies par le document d'avis technique, ou à défaut fournies par le fabricant.

### I.1.6.4 Résistance thermique d'une lame d'air

La résistance thermique d'une lame d'air est obtenue à partir du tableau I.3 [3]

Position de la lame d'air	Sens du flux de chaleur	Épaisseur de la lame d'air en mm						
		5 à 7	7.1 à 9	9.1 à 11	11.1 à 13	14 à 24	25 à 50	55 à 300
Horizontale	Ascendant	0.11	0.12	0.13	0.14	0.14	0.14	0.14
Vertically		0.11	0.13	0.14	0.15	0.16	0.16	0.16
Horizontale	Descendant	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.18	0.20

**Tableau I.3** : Résistances thermiques de la lame d'air [3],

**I.1.6.5 Calcul du coefficient K des parois vitrées :**

**Expression générale :**

Le coefficient K des parois vitrées est donné par la formule suivante [3]:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_{vn}} + r_v + r_{rid} + r_{occ} \quad [m^2 \cdot ^\circ C/W] \quad (I.5)$$

- $K_{vn}$  : (en  $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ) représente le coefficient K du vitrage nu ;
- $r_v$  : (en  $m^2 \cdot ^\circ C/W$ ) représente la résistance supplémentaire des voilages éventuels ;  
on adopte  $r_v = 0,025 m^2 \cdot ^\circ C/W$  ;
- $r_{rid}$  : (en  $m^2 \cdot ^\circ C/W$ ) représente la résistance supplémentaire des rideaux éventuels ;  
On adopte  $r_{rid} = 0,030 m^2 \cdot ^\circ C/W$  ;
- $r_{occ}$  : (en  $m^2 \cdot ^\circ C/W$ ) représente la résistance supplémentaire des occultations.

Les coefficients  $K_{vn}$  des vitrages nus sont donnés dans le tableau I.4 [3]

Type de vitrage	Epaisseur de la lame d'air (en mm)	Nature de la miniseries	Paroi verticale	Paroi horizontale
Vitrage Simple	-	Bois	5.00	5.50
		Métal	5.80	6.50
Vitrage Double	5 à 7	Bois	3.30	3.50
		Métal	4.00	4.30
	8 à 9	Bois	3.10	3.30
		Métal	3.90	4.20
	10 à 11	Bois	3.00	3.20
		Métal	3.80	4.10
	12 à 13	Bois	2.90	3.10
		Métal	3.70	4.00
Double Fenêtre	Plus de 30	Bois	2.60	2.70
		Métal	3.00	3.20

*Tableau I.4 : Les coefficients  $K_{vn}$  des vitrages nus*

**I.1.6.5.1 Coefficient K des portes:**

**Portes courantes :**

Les coefficients K (en W/m<sup>2</sup>.°C) des portes courantes sont donnés dans le tableau suivant.[3].

K (en w/m <sup>2</sup> .°C)	Portes donnant sur l'extérieur	Portes donnant sur un local non climatisé
<b>Portes en bois</b>		
Portes opaques	3.50	2.00
Portes avec une proportion de vitrage < 30%	4.00	2.40
Portes avec une proportion de vitrage comprise entre 30% et 60%	4.50	4.7
<b>Portes en métal</b>		
Portes opaques	5.80	4.50
Portes équipées de vitrage simple	5.80	4.50

*Tableau I.5 : Les coefficients K des portes courantes*

**I.1.6.5.2 Portes particulières :**

Pour les portes comportant une isolation spécifique et, d'une façon générale, pour toutes les portes particulières, on pourra se reporter aux Avis Techniques les concernant.

**Calcul de coefficient de transmission thermique surfacique des parois "K".**

Désignation	Composition	Épaisseur	Cond. thermique	K
Mur à double cloison (Ext)	-Enduit ciment -Brique creuses -Lame d'air -Brique creuses -Enduit plâtre	1,5 R=0,20 R=0,16 R=0,20 2	1,3   0,35	1,31
Mur de séparation à une <u>seul</u> cloison (Int)	-enduit ciment -brique creuses -Enduit plâtre	1,5 R=0,20 2	1,3  0,35	1,90
Plancher supérieur (plafond)	-Béton armé -Hourdis -Couche de plâtre	5 R=0,16 2	1,75  0,35	2,24
Plancher inférieur	-carrelage - sable sec -Béton armé -Hourdis -Couche de plâtre	2 3 5 R=0,16 2	1 0,6 1,75  0,35	2,06
Portes opaque	-Bois			2
Voile	-Enduit ciment -Béton armé -Enduit plâtre	1,5 R=0,17 2	1,3  0,35	2,65

*Tableau I.6 : caractéristique des différents matériaux de construction utilisés.*

### I.2 Les systèmes de la climatisation :

La climatisation assure le confort thermique d'été et d'hiver des habitations, des bureaux, des commerces, des ateliers, en modifiant la température et l'humidité de l'air.

Les courants d'air froids ou chauds sont souvent associés à la climatisation ; cela peut être dû à une mauvaise implantation du climatiseur ou à une diffusion trop brutale de l'air soufflé. En général, il est possible de régler sur plusieurs niveaux la puissance de soufflage.

L'emplacement de l'unité intérieure est très important pour éviter que les occupants soient agressés par les courants d'air

En été, une climatisation doit permettre de maintenir la température ambiante du local à environ à 5 à 6 °C en dessous de la température extérieure et un taux d'humidité à un niveau acceptable aux alentours de (65 %), selon les conditions extérieures.

#### I.2.1 Les différents systèmes de climatisation :

Il existe plusieurs systèmes de climatisation, dans cette partie, on cite en générale ces derniers.

##### I.2.1.1 Systèmes à détente directe :

La climatisation à détente directe utilise directement le fluide réfrigérant comme fluide caloporteur pour évacuer les calories vers l'extérieur.

##### Les quatre éléments fondamentaux du circuit frigorifique :

Pour produire du froid le fluide frigorigène (fluide caloporteur) passe par quatre éléments fondamentaux et subit dans chaque élément un changement d'état, et cela dans un circuit fermé.

- **Le compresseur** : aspire la vapeur produite par l'évaporateur sous basse pression (BP) et le refoule dans le condenseur à haute pression (HP).
- **Le condenseur** : c'est un échangeur thermique, il récupère le fluide frigorigène à l'état gazeux venant du compresseur pour le refroidir et le rendre à l'état liquide ou saturant en cédant de la chaleur.
- **Le détendeur** : positionné à la sortie du condenseur et à l'entrée de l'évaporateur, a comme rôle de régler le débit de liquide frigorigène admis à l'évaporateur. Par conséquent, cela fixe la puissance du système de climatisation.
- **L'évaporateur** : C'est un échangeur thermique entre le milieu à refroidir (air, eau) et le fluide frigorigène, son principe de fonctionnement consiste à faire passer de l'état

liquide à l'état de vapeur le fluide frigorigène circulant à l'intérieur en absorbant de la chaleur du milieu à refroidir.

Le climatiseur à détente directe produit de l'air froid en prélevant de la chaleur dans l'air intérieur, il le refroidit et peut le rejeter à l'extérieur, sur l'évaporateur, le refroidissement de l'air amène la formation de condensats. Leur évacuation est nécessaire ; elle peut se faire par gravité lorsque l'évaporateur se trouve au-dessus d'un point d'évacuation. À défaut, certains climatiseurs sont équipés d'une mini-pompe de relevage permettant l'évacuation des condensats.

### **I.2.1.2 Les différents systèmes à détente directe sont :**

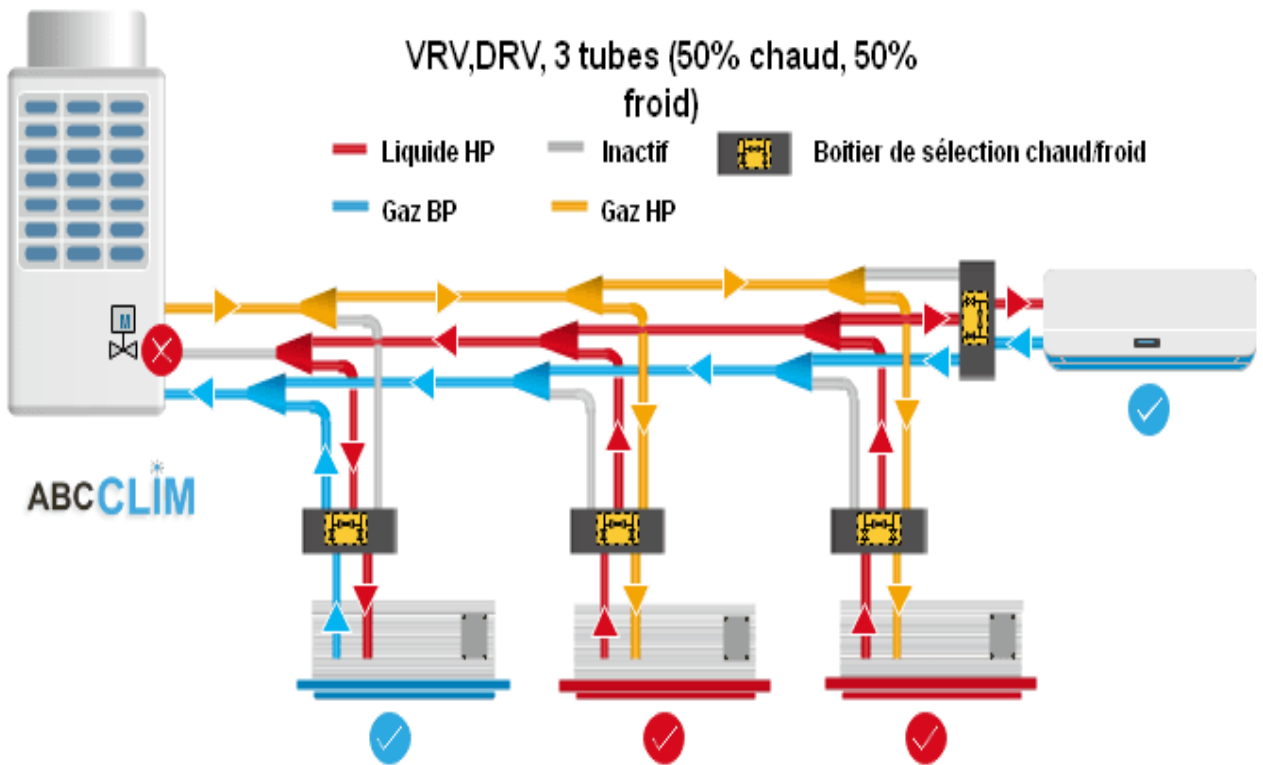
- a. Les unités monobloc
- b. Les climatiseurs mobiles
- c. Les split-systèmes
- d. Les variantes (VRV)

### **Le VRV à récupération d'énergie :**

La climatisation VRV(volume réfrigérant variable) – DRV(débit réfrigérant variable) est un système muni d'une détente directe. Une unité extérieure va être capable d'alimenter des unités intérieures via des tubes frigorifiques. Ce type de climatisation est souvent utilisé dans les hôtels, bureaux, grandes villas.

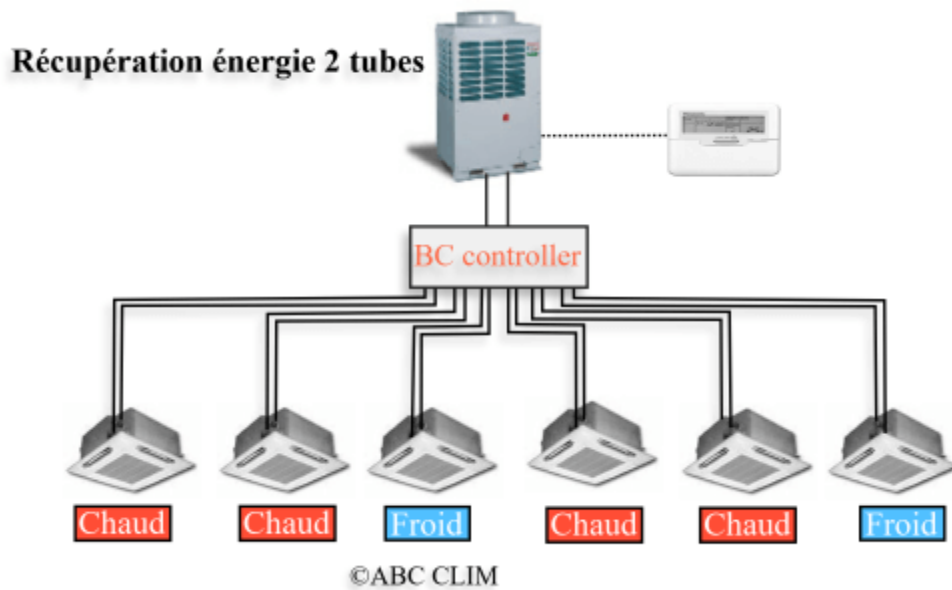
Ils ont tous deux une unité située à l'extérieur, et peuvent aller jusqu'à 25/30 unités à l'intérieur.

- Le VRV à récupération d'énergie trois tubes :[1]



*Figure 1: schéma explicatif du VRV à récupération d'énergie trois tubes*

- Le VRV à récupération d'énergie à deux tubes :[1]



*Figure 2 : schéma du VRV à récupération d'énergie à deux tubes*

### **Systèmes à détente indirecte :**

#### **Systèmes air-air**

##### **Le fonctionnement :**

Le système air-air utilise le principe de l'aérothermie. Grâce à un système performant, elle puise l'énergie de l'air extérieur pour la transformer en chaleur. Elle permet de chauffer une habitation en faisant d'importantes économies d'énergie et en réduisant ainsi la facture de chauffage. En règle générale, elle produit environ 3 kWh lorsqu'elle utilise 1 kWh d'électricité.

Concrètement, la pompe à chaleur air air est équipée d'un ventilateur extérieur qui permet dans un premier temps de mettre en mouvement l'air, puis cet air chargé d'énergie est mis en contact avec un fluide frigorigène pour générer du gaz, celui-ci est ensuite mis sous pression grâce à un compresseur et sa température augmente, enfin des ventilo-convecteurs placés à l'intérieur diffusent l'air chaud ainsi produit.

#### **Systèmes tout-eau**

Les systèmes tout-eau par ventilo-convecteur (2, 3 ou 4 tuyaux) installés dans les locaux sont équipés d'une batterie ou de deux batteries (chaude ou froide).

Le mélange air neuf (air extérieur) et air recyclé (air intérieur) est filtré, chauffé en hiver et ou refroidi en été, puis pulsé.

#### **Systèmes de pompes à chaleur sur boucle d'eau**

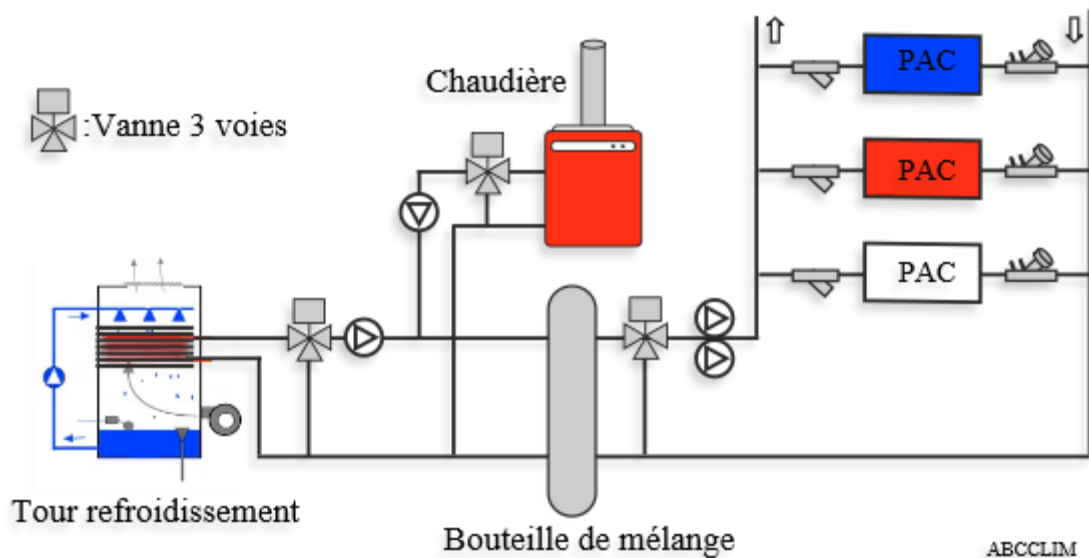
Ce système constitue une solution idéale pour les grands ensembles de bureaux, hôtel, galeries commerciales, dont les facteurs climatiques varient dans la journée, ensoleillement, exposition.

Ce système décentralisé de climatisation fonctionne à partir d'une boucle d'eau en circuit fermé où circule une eau maintenue à une température comprise entre 18° et 40 degrés (en correspondance avec la plage de fonctionnement des PAC).

Les pompes à chaleur vont réchauffer la boucle d'eau lorsqu'elles fonctionnent en refroidissement ou refroidir cette même boucle en mode de chauffage et dès qu'une des deux limites (14 °, 40 °) sera atteinte cette eau sera soit chauffée (chaudière, résistance, PAC) ou refroidi (aéroréfrigérant, tour de refroidissement).

C'est en demi-saison que le fonctionnement de cette boucle est énergétiquement intéressant quand simultanément des locaux marchent en chauffage et en climatisation permettant un

transfert d'énergie entre eux en minimisant le fonctionnement de la chaudière ou de la tour de refroidissement.



*Figure 3: système de pompes à chaleur sur boucle d'eau [1]*

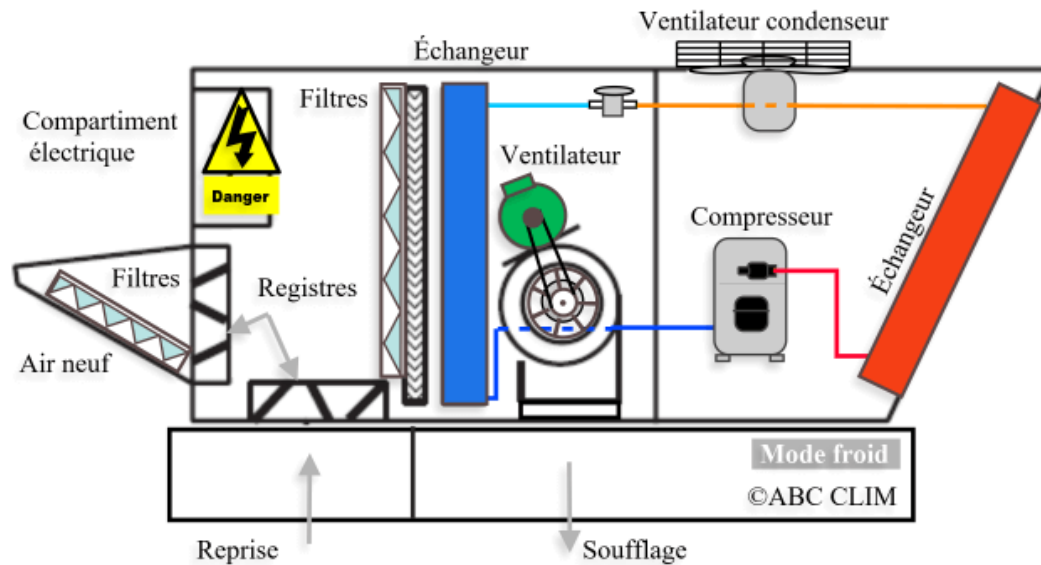
Les avantages de ce système sont :

- Installation rapide, souple
- Régulation indépendante
- Facturation de la consommation individuelle (compteur énergie)
- Individualisation du confort
- Économies d'énergie en demi-saison

### **Roof-top**

Le roof top est d'un appareil de climatisation monobloc implanté en toiture du local à climatiser, qui ne convient qu'au traitement de locaux de grandes surfaces, supermarchés, entrepôts, d'une seule pièce sans cloisonnement, il présente l'avantage d'avoir tous les équipements nécessaires au fonctionnement et ceci dans une seule enveloppe ne nécessitant qu'un raccordement électrique et aéraulique .

Le Roof Top possède également la fonction "free-cooling", c'est-à-dire, que lorsque les conditions de température et d'humidité le permettent, il utilise l'air frais extérieur pour satisfaire la demande de rafraîchissement du local, permettant ainsi des économies d'énergie.



**Figure 4:** schéma explicatif d'un Roof-top [1]

Il existe plusieurs types de roof top, les plus fréquents sont :

- Froid seul - air / air
- Froid seul - air / air + résistances électriques
- Froid seul - air / air + batterie eau chaude
- Froid seul - air / air + générateur (bruleur gaz)
- Pompe à chaleur (réversible) - air / air + résistances électriques
- Pompe à chaleur (réversible) - air / air + batterie eau chaude

### **Systeme MTA (Module de Traitement d'Air)**

Les modules de traitement d'air (MTA) sont placés dans un local technique par étage.

L'air repris dans le local par un diffuseur linéaire est amené par une gaine souple au MTA où il est :

- Filtré, chauffé (batterie chaude a eau chaude) ou refroidi (batterie froide a eau glacée).
- Mélangé a l'air neuf hygiénique préalablement traité pour l'ensemble des locaux par une centrales de traitement d'air.
- Pulsé par un ventilateur centrifuge et amené par une gaine souple jusqu'au diffuseur linéaire permettant le soufflage et la reprise.

Ces MTA sont essentiellement utilisé en constructions neuves dans les immeubles tertiaire afin d'assurer une climatisation individuel par local.

Les appareils qu'utilisent ces systèmes sont des pompes à chaleur, dans l'étape suivante on va voir de quoi s'agit ces dernières.[2]

## **II. Chapitre :**

**Données de base  
utilisées en  
climatisation**

## **Introduction**

Pour faire un bilan thermique estival bien précis, il est nécessaire de connaître certaines données concernant la situation géographique, et la zone climatique de la région où est implanté le projet (bâtiment à climatiser) ainsi que les conditions thermiques de base de l'air qui est en contact avec l'immeuble à conditionner.

### **II.1 Situation géographique**

Pour commencer l'étude d'un projet de climatisation, il suffira de connaître toutes les informations concernant la situation géographique de ce projet tel que:

- La Wilaya
- La Commune
- l'altitude du site par rapport au niveau de la mer
- la latitude de la région où est implanté le projet
- la longitude
- l'orientation des locaux

### **II.2 Zone climatique :**

La détermination de la zone climatique à considérer pour le projet (bâtiment à climatiser), se fait selon la classification thermique (hivernale et estivale) des communes d'Algérie donnée dans l'annexe A.

### **II.3 Conditions de base :**

Les conditions de base auront une influence directe sur le bilan thermique de l'installation de climatisation, puisqu'elle détermine la différence de température et d'humidité absolue entre l'air extérieur et l'air intérieur. Selon la saison et l'environnement, on distingue les deux types de conditions suivantes :

- conditions extérieures de base (en été et en hiver);
- conditions intérieures de base (en été et en hiver);

### II.3.1 Conditions extérieures de base en été

#### Caractéristiques de l'air extérieur :

L'air extérieur est défini par :

- la température sèche de base  $TSb,e$  (en°C),
  - l'humidité spécifique (absolue) de base  $HSb,e$  (en  $g_{vap}/K_{gas}$ ),
  - l'écart diurne de base  $Eb$  (en°C),
  - la température moyenne sèche  $TSm$  (en°C).
- 
- L'humidité spécifique (absolue) de base de l'air extérieur ( $HSb,e$ ) est la moyenne mensuelle durant le mois le plus chaud de l'humidité spécifique à 15 heures.
  - L'écart diurne de base ( $Eb$ ) est la moyenne mensuelle durant les mois de Juillet et d'Août de la différence entre les températures sèches maxima et minima de l'air extérieur durant une journée.
  - La température moyenne est la moyenne mensuelle durant les mois de Juillet et d'Août de la température moyenne quotidienne.
  - L'écart annuel de température ( $EAT$ ) est l'écart de température entre la température de base en été ( $TSb,e$ ) et la température de base en hiver ( $TSb,h$ ).

Les caractéristiques climatiques de base de l'air extérieur en été sont données dans le tableau II.1 en fonction de la zone climatique où le projet est implanté et l'altitude ( $alt$ ).

Zone climatique	Température Sèche $TS_{b,e}$ (°C)	Humidité Spécifique $HS_{b,e}$ ( $\frac{g_{vapeur}}{kg_{air}}$ )	Ecart diurne de base $E_b$ (°C)	Température Sèche moyenne $TS_m$ (°C)	Ecart annuel de température EAT (°C)
<b>A</b>					
alt < 500 m	34	14.5	9	25.5	31
$500 \leq alt < 1000$ m	33.5	13	10	25	32.5
alt $\geq 1000$ m	30.5	13	9	22.5	31.5
<b>B</b>					
alt < 500 m	38	12.5	15	26.5	36
$500 \leq alt < 1000$ m	37	11	15	26.5	36
alt $\geq 1000$ m	35	10	14	25	36
<b>B'</b>					
alt < 500 m	41	11	18	29	41
alt $\geq 500$ m	voir zone B	voir zone B	voir zone B	29	
<b>C</b>					
alt < 1000m	39.5	8.5	20	27	41.5
alt $\geq 1000$ m	36	8.5	18	25	40
<b>D1</b>	44	6.5	15.5	33	38
<b>D2</b>	48	5.5	16.5	36.5	43
<b>D3</b>	39	5.0	12.0	29.6	35

**Tableau II.1** : Les caractéristiques climatiques de base de l'air extérieur en été

- ✓ Pour déterminer la température sèche de l'air extérieur à l'heure t pour les mois de Juillet et d'Août; on utilise la formule suivante [4]:

$$TS_e(t) = TS_{b,e} - [C_{TS}(t) \times E_b] \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (\text{II.1})$$

- $TS_e(t)$  (en °C) représente la température sèche de l'air extérieur à l'heure t ;
- $TS_{b,e}$  (en °C) représente la température sèche de l'air extérieur;

- $CTS(t)$  représente un coefficient correcteur ; les valeurs de  $CTS(t)$  sont données dans le tableau II.2 en fonction de l'heure  $t$ .
- $E_b$  (en °C) représente l'écart diurne de base ;

<b>Heure</b>	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
<b><math>C_{TS}</math> (%)</b>	67	80	87	94	100	100	93	85	77	63	48	35
<b>Heure</b>	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
<b><math>C_{TS}</math> (%)</b>	21	6.7	0	0	0	4.7	12	20	28.5	32	43	53

*Tableau II.2: Valeurs de  $C_{TS}$ [4]*

### II.3.2 Rayonnement solaire de base

#### Définitions :

Le rayonnement solaire se divise en deux composantes; on distingue:

- le rayonnement direct, constitué par la proportion de rayonnement initial et qui parvient jusqu'à la surface de la terre,
- le rayonnement diffus, dû à la réflexion par les particules de vapeur d'eau, d'ozone, ou de poussière, et qui est réparti de façon uniforme à la surface de la terre.

Le rayonnement total est la somme du rayonnement direct et du rayonnement diffus.

- Le rayonnement de base est défini par rapport aux conditions de référence suivantes :
  - Atmosphère limpide,
  - altitude égale à 0,
  - point de rosée de 19,5°C.
- On appelle vitrage de référence un vitrage ordinaire en simple épaisseur non équipé d'occultation et dont l'encadrement est en bois.

### II.3.3 Valeurs du rayonnement de base :

Le rayonnement total de base,  $I_{t,b}$  (en  $w/m^2$ ), correspond aux apports de chaleur maxima, non amortis, dus au rayonnement solaire à travers un vitrage de référence dans les conditions de référence. Les valeurs du rayonnement total de base sont données dans le tableau II.3

Le rayonnement diffus de base,  $I_{d,b}$  (en  $w/m^2$ ), correspond aux apports de chaleur maximal, non amortis, dus au rayonnement solaire à travers un vitrage de référence à l'ombre (c'est-à-dire pour la direction Nord) dans les conditions de référence. Les valeurs du rayonnement diffus de base sont données dans le tableau II.3

Rayonnement total de base $I_{t,b}$ et diffus de base $I_{d,b}$ (en $w/m^2$ )										
Latitude	Mois	ORIENTATION								
		N	NE	E	SE	S	SO	O	NO	Horiz.
20°	Juillet	59	435	514	267	44	267	514	435	791
	Août	34	372	520	356	81	356	520	372	778
	Septembre	31	273	514	441	205	441	514	273	733
30°	Juillet	50	413	516	315	94	315	516	413	776
	Août	34	340	520	406	198	406	520	340	741
	Septembre	28	284	498	479	330	479	498	284	668
40°	Juillet	47	400	516	394	217	394	516	400	734
	Août	34	321	511	459	321	459	511	321	675
	Septembre	28	183	470	511	441	511	470	183	577

Tableau II.3 : Rayonnement total de base.

### II.3.4 Détermination du rayonnement réel :

Les valeurs des rayonnements directs et diffus réels affectant les parois d'une construction dépendent de la limpidité de l'atmosphère, de l'altitude, de l'humidité de l'air, de l'orientation, de la latitude et du mois considérés.

Pour calculer le rayonnement total maximal réel  $I_t$  et le rayonnement diffus maximal réel  $I_d$  ; on utilise les formules suivantes [4] :

$$I_t = [C_{cadre} \cdot C_{limp} \cdot C_{alt} \cdot C_{ros}] \cdot I_{t,b} \quad [w/m^2] \text{ (II.2)}$$

$$I_d = [C_{cadre} \cdot C_{limp} \cdot C_{alt} \cdot C_{ros}] \cdot I_{d,b} \quad [w/m^2] \text{ (II.3)}$$

### II.3.5 Condition intérieur de base :

Les conditions intérieures de base sont définies par :

La température sèche de base de l'air intérieur  $TS_{b,i}$ (en °C) et l'humidité relative de base de l'air intérieur  $HS_{b,i}$ (en %).

Ces conditions de base sont celles que l'on désire obtenir au centre du local climatisé et qui assurent à la majorité des occupants une sensation thermique confortable.

Application	Niveau de confort amélioré		Niveau de confort normal		
	Température sèche (°C)	Humidité relative (%)	Température sèche (°C)	Humidité relative (%)	Accroissement toléré de la température (°C)
Sejour de longue durée Logement, hôtel, bureaux, hôpital, école, etc.	24	45	27	50	2
Sejour de courte durée Magasin, banque, bureaux de poste, salon de coiffure, etc.	24	45	27	50	2
Sejour de durée limitée avec gains latents importants Amphithéâtre, salle de spectacle, lieu de culte, salle de restauration, cuisine, etc.	24	50	27	60	1

*Tableau II.4: Valeurs des conditions intérieures de base.*

Données du site :

Les données de base de la zone climatique « site d'Alger » sont donnés dans le tableau suivant :

Te = 34 Mois de Juillet Ti = 27°C													
Heure solaire	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Correc du mois	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
C <sub>TS</sub>	0,93	0,85	0,77	0,63	0,48	0,35	0,21	0,067	0	0	0	0,047	0,12
Eb (°c)	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9
Correc de l'heure	8,37	7,65	6,93	5,67	4,32	3,15	1,89	0,603	0	0	0	0,423	1,08
Tseb corrigé	25,63	26,35	27,07	28,33	29,68	30,85	32,11	33,397	34	34	34	33,577	32,92
Δt <sub>max</sub>	-1,37	-0,65	0,07	1,33	2,68	3,85	5,11	6,397	7	7	7	6,577	5,92
C <sub>ΔTe</sub>	-8,54	-7,78	-6,43	-5,83	-4,52	-3,35	-2,14	-0,9	-0,3	-0,3	-0,3	-0,72	-1,37

HS	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
C <sub>ΔTe</sub>	-8,54	-7,78	-6,43	-5,83	-4,52	-3,35	-2,14	-0,9	-0,3	-0,3	-0,3	-0,72	-1,37
α	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
I <sub>tb</sub> (w/m <sup>2</sup> )	65,1	221,8	393,4	544,5	652,3	721,6	749,1	721,6	652,3	544,5	393,4	221,8	65,1
I <sub>tb(40)</sub> (w/m <sup>2</sup> )	75,6	230	397	538,7	639,5	708,8	734	708,8	639,5	538,7	397	230	75,6
Δ <sub>tes(t)</sub> (°c)	-1,275	-1,275	-0,825	-0,825	-0,825	-0,375	0	0,825	1,65	2,475	3,3	3,75	4,125
Δ <sub>tem(t)</sub> (°c)	5,4	5,03	5,575	5,575	5,03	5,4	6,675	9,15	10,8	11,7	13,35	14,55	15,45
Δ <sub>te(t)</sub> (°c)	-4,71	-3,65	-1,62	-0,90	-0,04	1,50	3,92	7,46	9,65	10,46	11,85	12,29	11,42

**Tableau II.5 :** les données de base de la zone climatique « site d'Alger »

# **III. Chapitre :**

## **Bilan Thermique estival**

### Introduction :

Dans tout projet de climatisation d'un bâtiment, on doit précéder à l'élaboration du bilan thermique de ce dernier. Dans le but de connaître avec précision la quantité d'énergie qu'il faudra pour chauffer ou refroidir un local. L'établissement de ce bilan à partir des méthodes proposées dans les Documents Techniques Réglementaires [3] et [4].

### III.1 Bilan Thermique d'été :

Le calcul du bilan thermique d'été dépend de la construction, de l'orientation, de l'équipement et de l'utilisation du local. A l'inverse de la méthode de calcul du bilan thermique en hiver où l'on considère un régime établi (stationnaire) on doit dans ce cas considérer un régime variable du fait que l'ensoleillement et la température extérieure varient constamment dans le temps. De plus on doit tenir compte de l'inertie thermique (effet d'emmagasinement des parois), de-là non simultanéité des valeurs maximal des divers gains.

Les gains de chaleur instantanés d'un local comprennent les gains par l'insolation (rayonnement solaire), par l'éclairage, par les occupants, par les appareils divers, par transmission à travers les parois, vitrages, etc...

Ces méthodes de détermination du bilan thermique s'appliquent aux locaux :

- A usage d'habitation,
- D'hébergement (chambres collectives, dortoirs, salles de repos etc...);
- A usage de bureaux;
- D'enseignement (classes, salles d'études etc...);
- D'accueil (bibliothèques, bureaux de poste, banques etc...);
- De réunion (salles de spectacle, lieux de culte etc...);
- De vente (boutiques, supermarchés etc...);
- De restauration (cafés, restaurants, cantines etc...);
- A usage artisanal (salon de coiffure, laboratoire de boulangerie, petit atelier, etc.).

Pour faire un bilan thermique On tiendra compte des points suivants :

- Destination des locaux;
- Dimensions des locaux;
- Matériaux de construction
  - nature et composition des murs avec leurs épaisseurs,
  - la couleur des murs extérieurs.
- conditions de base intérieures et extérieures;
- le nombre et la durée d'occupants et d'occupation;
- la durée de fonctionnement de l'installation;
- le type d'éclairage ainsi que la puissance installée pour l'éclairage;
- l'emplacement de l'équipement et le réseau de distribution d'air et d'eau;
- l'orientation de l'immeuble et la situation des locaux par rapport:
  - aux points cardinaux et aux vents dominants.
  - aux immeubles voisins produisant de l'ombre.

**Calcul des apports calorifiques des bâtiments : [3] et [4].**

Dans la réalité, le nombre de gains qui entrent en jeu est plus important ; selon leurs origines, on peut distinguer deux grandes catégories de charges, à savoir les charges d'origine externe et les charges d'origine interne. Nous désignons par les charges internes les quantités de chaleur dégagées sous forme latente ou sensible à l'intérieur du local à climatiser, ces gains dues à un apport de chaleur en provenance d'une source située à l'intérieur même du local à climatiser.

Les principales sources de chaleur en provenance de l'intérieur sont :

- les occupants (les personnes);
- l'éclairage ;
- les machines et divers appareils électriques;
- l'air chaud circulant dans un conduit aéraulique ;

- l'eau chaude dans une tuyauterie....

Les gains externes représentent les quantités de chaleur pénétrant dans le local climatisé, dues à un apport de chaleur qui provient d'une source située ailleurs qu'à l'intérieur même du local à climatiser.

Les principales sources de chaleur en provenance de l'extérieur sont :

- le rayonnement solaire à travers une surface translucide (vitrée);
- le transfert de chaleur dû au gradient de température à travers une paroi ; on distingue deux cas:
  - cas d'une paroi (opaque ou vitrée) donnant sur l'extérieur;
  - cas d'une paroi (opaque ou vitrée) ne donnant pas sur l'extérieur;
- le renouvellement d'air.

Pour calculer les apports calorifiques d'un bâtiment, on suit les étapes suivantes :

- définition des volumes thermiques (locaux à climatiser); un volume thermique est un volume d'air dont les conditions intérieures sont supposées être homogènes;
- calcul des apports calorifiques pour chaque volume thermique, et pour toutes heures de la journée;
- calcul des apports calorifiques effectifs;
- calcul de la puissance frigorifique;

Les calculs doivent être opérés pour les trois mois de l'été : Juillet (calcul obligatoire), Août et Septembre.

### III.1.1 Formules générales

#### a) Calcul des apports

- Les apports calorifiques sensibles et latents sont donnés par [4]:

$$A_s = APO + AV + AI_s + AINF_s \quad [W] \quad (III.1)$$

$$A_l = AI_l + AINF_l \quad [W] \quad (III.2)$$

Où :

- $APO$  (en w) représente les apports calorifiques à travers les parois opaques;
- $AV$  (en w) représente les apports calorifiques à travers les parois vitrées;
- $AI_s$  et  $AI_l$  (en w) représentent les parties sensible et latente des apports internes.
- $AINF_s$  et  $AINF_l$  (en w) représentent les parties sensibles et latentes des apports calorifiques dus aux infiltrations d'air extérieur;

#### Vérification réglementaire :

La somme des apports calorifiques par les parois vitrées et les parois opaques aériennes doit vérifier au mois de Juillet à 15 h TSV, pour une température sèche intérieure de 27°C, la relation ci-après :

$$APO (15 h) + AV (15 h) \leq 1,05 \cdot Aréf (15 h) \quad [W] \quad (III.3)$$

Où :

- $APO$  (en W) désigne les apports calorifiques à travers les parois opaques aériennes
- $AV$  (en W) désigne les apports calorifiques à travers les parois vitrées
- $Aréf$  (en W) désigne les apports calorifiques de référence

### III.1.2 Apports de chaleur à travers les parois opaques :

#### Parois aériennes :

Les parois opaques aériennes sont celles qui sont en contact direct avec l'air extérieur (parois verticales ou horizontales).

Pour estimer le flux à un instant donné pour une paroi en contact avec l'extérieur, on a recours à la notion de «différence de température équivalente» (en °C) notée  $\Delta te(t)$ . La différence de température équivalente à un instant donné est une différence de température fictive qui

produirait au même instant, en régime permanent, le même apport de chaleur dans le local que celui produit par le régime variable.

Les apports de chaleur à travers une paroi opaque aérienne à un instant  $t$ ,  $APO(t)$ , sont donnés par la formule suivante [4] :

$$APO(t) = 1,2 \cdot K \cdot S_{int} \cdot \Delta t_e(t) \quad [W] \quad (III.4)$$

Où :

- 1.2 (sans dimension) est un coefficient majorateur tenant compte des apports latéraux linéiques (à travers les ponts thermiques);
- $K$  (en  $w/m^2 \cdot ^\circ C$ ) est le coefficient de transmission thermique surfacique de la paroi considérée pour l'été; tableau I.6
- $S_{int}$  (en  $m^2$ ) est la surface intérieure totale de la paroi considérée ; pour les toitures en pente, on prendra la projection horizontale de la surface ;
- $\Delta t_e(t)$  (en  $^\circ C$ ) est la différence de température équivalente à l'heure  $t$  pour le type de la paroi considérée

**Différence de température équivalente  $\Delta t_e(t)$ :**

**Pour une paroi ensoleillée:**

$$\Delta t_e(t) = \Delta t_{es}(t) + C_{\Delta t_e} + \frac{\alpha}{0,9} \times [\Delta t_{em}(t) - \Delta t_{es}(t)] \times \frac{I_{t,b}}{I_{t,b}(40)} \quad (III.5)$$

**Paroi à l'ombre :**

$$\Delta t_e(t) = \Delta t_{es}(t) + C_{\Delta t_e} \quad (III.6)$$

- $\Delta t_{es}(t)$  (en  $^\circ C$ ) est la différence de température équivalente non corrigée (conditions standard) à l'heure  $t$  en considérant que la paroi est à l'ombre ;
- $C_{\Delta t_e}$  facteur de correction en fonction de l'écart diurne ( $E_b$ ) et la différence maximale de température sèche de l'air entre l'intérieur et l'extérieur ( $\Delta T_{Smax}$ ) pour le mois considéré

- $\alpha$  facteur d'absorption de la paroi extérieur, il est donné en fonction de la couleur de la paroi, si elle est peinte, si non en fonction des matériaux constituant cette paroi
- $\Delta t_{em}(t)$  différence de température équivalente à l'heure (t) en fonction de l'orientation de la paroi considérée
- $I_{t,b}$  rayonnement total de base pour le mois, la latitude et l'orientation considérée
- $I_{t,b}(40)$  rayonnement total de base pour le mois de juillet, la latitude de 40° Nord et pour l'orientation considérée.

#### Parois intérieures :

Les apports de chaleur à un instant t, APO(t), traversant une paroi opaque en contact avec un local non conditionné sont donnés par la formule suivante :

$$APO(t) = K_{été} \times S_{int} \times \Delta t_{Inc}(t) \quad [W] \quad (III.7)$$

Où :

- $K_{été}$  (en  $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ) est le coefficient de transmission en partie courante de la paroi considérée,
- $S_{int}$  (en  $m^2$ ) est la surface intérieure de la paroi considérée,
- $\Delta t_{Inc}$  (en  $^\circ C$ ) représente l'écart de température entre l'espace non conditionné et le local considéré.  $\Delta t_{Inc}$  est donné par la formule suivante :

$$\Delta t_{Inc} = [(T_{Se}(t) - C_{Inc}) - T_{Sb,i}] \quad (^\circ C) \quad (III.8)$$

- $T_{Se}(t)$  (en  $^\circ C$ ) est la température extérieure sèche à l'instant considéré,
- $C_{Inc}$  (en  $^\circ C$ ) est un coefficient correcteur,
- $T_{Sb,i}$  (en  $^\circ C$ ) représente la température intérieure du local conditionné.

### III.2 Apports à travers les parois vitrées :

Les gains dus au rayonnement solaire à travers les parois vitrées extérieures AVE(t) sont donnés par :

$$AVE(t) = [SV_{ens} \times I_t + (SV - SV_{ens}) \times I_d] \times FS \times N_{pvi}(t) \quad [W] \quad (III.9)$$

Où :

- SV (en m<sup>2</sup>) est la surface totale vitrée,
- SV<sub>ens</sub> (en m<sup>2</sup>) est la surface vitrée ensoleillée (pour la détermination des parties ensoleillées),
- SV - SV<sub>ens</sub> (en m<sup>2</sup>) est la surface vitrée à l'ombre (pour la détermination de parties ensoleillées),
- I<sub>t</sub> (en W/m<sup>2</sup>) est le rayonnement total maximal réel (),
- I<sub>d</sub> (en W/m<sup>2</sup>) est le rayonnement diffus maximal réel (),
- N<sub>pvi</sub>(t) représente le coefficient d'amortissement relatif aux gains par ensoleillement à travers les parois vitrées à l'heure t considérée (),
- FS est le facteur solaire du vitrage ().

### III.3 Calcul de la surface ensoleillée et ombrée du vitrage :

La plupart des vitrages sont plus ou moins protégés de l'ensoleillement direct par les ombres projetées par les parties en saillie de la construction ou par les bâtiments environnants. Les parties du vitrage situées à l'ombre ne sont alors atteintes que par le flux solaire diffus.

Pour déterminer si un vitrage ou une façade est à l'ombre ou non, il faut auparavant déterminer :

- Les coordonnées apparentes du soleil (paramètres solaires) par rapport à la façade;
- Les dimensions caractéristiques de la saillie ou du retrait du vitrage.

Les coordonnées apparentes du soleil par rapport au vitrage (ou à la façade) sont données par les figures (figure III.1 et figure III.2).

On distingue :

- La hauteur β (en degrés) du soleil au-dessus de l'horizon. Cette dernière, en un lieu donné varie de 0 à 90°.

- L'azimut  $\Phi$  (en degrés) du soleil par rapport à la normale à la façade considérée.

### III.3.1 Cas d'une saillie verticale

La longueur d'ombre latérale (horizontale)  $e_1$  d'un vitrage du fait d'une saillie verticale est fonction de l'angle  $\Psi = \Phi - \phi$  (azimut solaire) -  $\phi$  (azimut de la paroi) et de la profondeur  $d$  de la partie en saillie (voir figure III.1).

Pour  $-90^\circ < \Psi < 90^\circ$  la façade est ensoleillée, si non la façade est à l'ombre.

La longueur d'ombre latérale  $e_1$  est donnée par [4]:

$$e_1 = \text{tg}(\Psi) \cdot d \quad [\text{m}] \quad (\text{III.10})$$

Où :

- $\Psi$  (en degrés) est égal à la différence  $\Phi - \phi$
- $d$  (en m) est la largeur de la saillie verticale

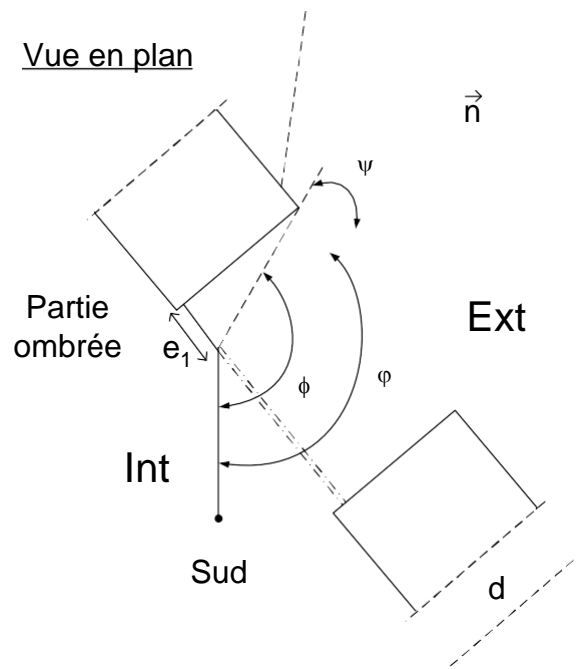


Figure III-1: schéma d'une saillie verticale

### III.3.2 Cas d'une saillie horizontale

Si la saillie est horizontale (figure III.2), la longueur d'ombre verticale  $e_2$  est fonction de la profondeur  $c$ , de la partie en saillie, de la hauteur du soleil  $\beta$ , de l'azimut solaire et de l'azimut de la paroi  $\varphi$ .

La valeur de  $e_2$  est calculée par la formule suivante [4] :

$$e_2 = (\operatorname{tg}(\beta) / \cos(\psi)) \cdot c \quad [\text{m}] \quad (\text{III.11})$$

- l'angle  $\Psi$  (en degrés) égal à la différence  $\Phi - \varphi$ , où  $\Phi$  est l'azimut solaire et où  $\varphi$  est l'azimut de la paroi,
- $\beta$  (en degrés) est la hauteur du soleil,  $c$  (en m) est la profondeur de la partie en saillie

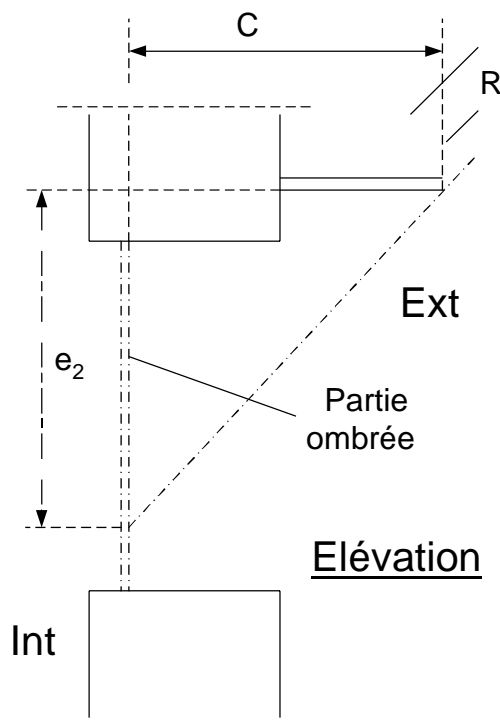


Figure III.2: Schéma d'une saillie horizontale

#### Étapes de calcul :

1. Déterminer à l'aide des tableaux (voir annexe B), ou à l'aide des formules données en [3] l'azimut  $\Phi$  et la hauteur  $\beta$  du soleil pour l'instant considéré.
2. Déterminer l'azimut  $\varphi$  de la paroi soit à l'aide du tableau donnée en [3],

soit graphiquement.

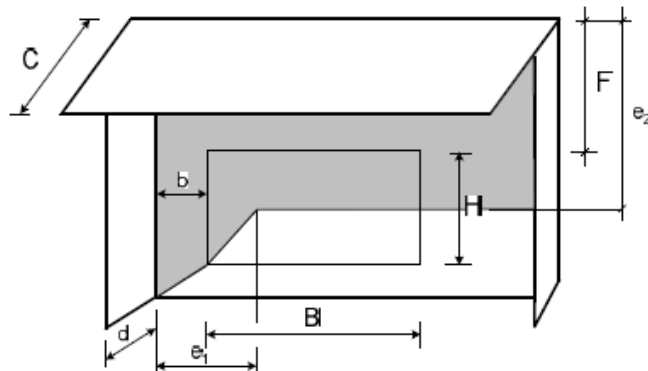
3. Effectuer la différence  $\Psi = \Phi - \varphi$ .
4. Si  $\Psi_n$  est pas compris dans l'intervalle  $[-90^\circ, 90^\circ]$ , la paroi est à l'ombre.
5. Calculer les longueurs d'ombres latérales et verticales.
6. Calculer la surface vitrée ensoleillée  $SV_{ens}$ , cette dernière devient avec les désignations de la figure III.3 : [4]

$$SV_{ens} = [B - (e_1 - b)] \cdot [H - (e_2 - f)] \quad [m^2] \text{ (III.12)}$$

À condition que :  $e_1 - b \geq 0$  et  $e_2 - f \geq 0$

7. Calculer la surface vitrée à l'ombre  $S_0$ , ce dernier est égal à [4]:

$$S_0 = (B - H) - SV_{ens} \quad [m^2] \text{ (III.13)}$$



**Figure III.3** : surface ombré d'un vitrage

d : valeur du retrait vertical [m]

c : valeur du retrait horizontal [m]

H : hauteur du vitrage [m]

B : largeur du vitrage [m]

e1 : longueur d'ombre latérale [m]

e2 : longueur d'ombre verticale [m].

### III.4 Apports de chaleur internes :

On désigne par apports de chaleur internes, ou gains internes, les quantités de chaleur dégagées sous forme latente ou sensible à l'intérieur des locaux conditionnés.

Les apports internes, lorsqu'ils existent, sont calculés en les considérant constants pendant la durée de fonctionnement de l'installation de climatisation.

#### III.4.1 Gains dus aux occupants :

Toute personne, en activité ou non, dégage de la chaleur ainsi que de la vapeur d'eau. Les quantités de chaleur et de vapeur d'eau dégagées sont essentiellement fonction d'une part du degré d'activité et d'autre part de la température ambiante

La quantité de chaleur dégagée par le corps humain est la somme de la chaleur sensible qui est rejetée vers l'ambiance par rayonnement et convection (cet apport entraîne directement une augmentation de la température ambiante) et de chaleur latente par transpiration; les gains de chaleur dus aux occupants vont donc être décomposés en ces deux postes.

Les gains internes pour un occupant sont donnés dans le tableau III.1 :[4]

Degré d'activité	Exemple D'application	Température sèche du local (°C)									
		28		27		26		24		21	
		Apports sensibles (Sen.) et latents (Lat.) en w/pers.									
		Sen.	Lat.	Sen.	Lat.	Sen.	Lat.	Sen.	Lat.	Sen.	Lat.
Assis, repos	Classe, salle de Spectacle	51	51	57	45	62	40	67	35	76	27
Assis, travail très léger	Logement, bureau, hôtel, amphithéâtre	52	79	58	73	63	69	71	60	83	94
Debout, marche lente	Magasin, accueil Restaurant	52	94	58	88	64	83	74	72	85	62
Travail léger	Atelier, usine	56	164	64	156	72	148	86	134	107	113
Travail assez pénible	Atelier, usine, salle de sport	79	214	88	205	97	197	112	181	135	158
Travail pénible	Atelier, usine, salle de sport	131	293	136	288	142	283	154	271	177	248

Tableau III.1 : Gains dus aux occupants

### III.4.2 Gains dus aux machines électrique :

Les appareils peuvent constituer à la fois une source de chaleur sensible et latente, ou seulement une source de gains sensibles.

Une machine électrique utilisée dans un local dégage intégralement l'équivalent calorifique de la puissance électrique moyenne absorbée.

Les gains dus aux machines électrique sont donnés dans les tableaux (tableau III.2 et tableau III.3).[4]

Appareils	Gains à admettre (en w)		
	Sens.	Lat.	Total
<b>Appareils Ménagers</b>			
Four électrique	3000	610	3610
Four micro-onde	1400	-	1400
Cuisinière électrique	3000	1500	4500
Plaque chauffante (W <sub>n</sub> =500w)	500	280	780
Plaque chauffante (W <sub>n</sub> =1000w)	1000	560	1560
Télévision	150	-	150
Réfrigérateur (100 l)	100	-	100
Réfrigérateur (200 l)	175	-	175
Machine à laver (3 Kg)	3000	1500	4500
Machine à laver (5 Kg)	6000	3000	9000
Télévision	150	-	150
<b>Appareils de restaurants</b>			
Percolateurs avec chauffe-eau			
2 Percolateurs, 2 litres d'eau	400	140	540
4 Percolateurs, 4 litres d'eau	1800	350	2150
Table chauffante (par m <sup>2</sup> de surface)			
avec chauffe-assiette	2200	1110	3310
sans chauffe-assiette	1750	1180	2930
Grille-pain	1900	760	2510
Gril à viandes (250 à 300 mm)	1750	620	2370
Friteuse 5 l d'huile	1200	690	1890
10 l d'huile	3000	1660	4660
Sorbetière Capacité : 50 Kg/jour	2730	-	2730
Capacité : 100 Kg/jour	1880	-	1880
Four micro-ondes	2630	-	2630

*Tableau III.2 : Apports calorifiques dus aux appareils ménagers et de restaurants*

Appareils	Gains à admettre (en W)		
	Sens.	Lat.	Total
Machine à écrire	90	-	90
Micro-ordinateur (écran compris)	450	-	450
Micro-ordinateur (les valeurs peuvent varier de 2200 à 6600W)	4400	-	4400
Imprimante plus de 5000 lignes/minute	1800	-	1800
300 à 600 lignes/minute	376	-	376
Terminal écran	160	-	160
Machine comptable	105	-	150
Photocopieur 100 cop. /h	100	-	100
200 cop. /h	200	-	200
500 cop. /h	900	-	900
1000 cop. /h et plus	1800	-	1800
Machine à tirer des plans	1000	-	1000
Vitesse de sortie 40 (m/h)	1400	-	1400
100 (m/h)	3712	-	3712
200 (m/h)	4640	-	4640
400 (m/h)	6500	-	6500
600 (m/h)		-	6500
Rétroprojecteur	400	-	400
Plotter	70	-	70
Projecteur de diapositives	300	-	300
Lecteur de microfilm	520	-	520
Lecteur de microfiches	85	-	85

Tableau III.3 : Apports calorifiques dus aux machines de bureaux

### III.4.3 Gains dus à l'éclairage :

Les appareils d'éclairage constituent une source de chaleur sensible ( $All,ec=0$ ), Cette chaleur est dégagée par :

Rayonnement (absorbée par les parois environnantes) ;

- Convection (avec l'air ambiant) ;
- Conduction (à travers les parois de la lampe).

Les apports internes dus à l'éclairage dépendent du type de ce dernier. Il existe actuellement deux types de lampes :

- Lampes à incandescence

- Lampes fluorescentes

Désignation du local Ou genre d'activité	Intensité lumineuse recommandée (lux)	Puissance dégagée des lampes ou des tubes (w/m <sup>2</sup> )	
		lampes à incandescence	lampes fluorescentes
Entrepôt, pièces d'habitation, théâtre	120	25	8
Bureaux, salle de cours	250	55	16
Salles de lecture, laboratoires, magasins	500	110	32
Montages fins, ateliers, supermarchés	750	170	50
Dessin industriel, grands bureaux, salles d'opération	1000	-	65
Locaux industriels montages très fins	1500	-	100

Tableau III.4 : Apports de chaleur dus à l'éclairage

### III.4.4 Apport de chaleur par introduction d'air extérieur :

L'air extérieur pénètre dans les locaux du fait des défauts d'étanchéité des ouvrants (portes et fenêtres), de la présence d'orifices ou les bouches de ventilation.

Les apports de chaleur dus à l'introduction d'air extérieur constituent une source de chaleur latente et sensible. On distingue :

- les apports dus aux infiltrations, qui interviennent dans le bilan du local ; ces apports sont à associer au débit d'infiltration  $V_{inf}$ ;
- les apports dus à l'introduction d'air neuf dont une partie, du fait du facteur by-pass  $BF$ , intervient dans le bilan calorifique du local ; on associe à ces apports le débit d'air neuf  $V_{an}$ .

Les gains sensibles dus au renouvellement de l'air  $AREN_s$ , et dus aux infiltrations

$AINF_s$ , sont donnés par les formules données ci-après : [2]

$$AREN_s(t) = 0,320 \cdot q_{van} \cdot (T_{se}(t) - T_{Sb,i}) \quad [W] \quad (III.14)$$

$$AINF_s(t) = 0,320 \cdot q_{vinf} \cdot (T_{se}(t) - T_{Sb,i}) \quad [W] \quad (III.15)$$

- $0.320$  : (en  $J/m^3 \cdot ^\circ C$ ) représente le produit de la chaleur spécifique de l'air ( $1004 J/Kg \cdot ^\circ C$ ) par la masse volumique moyenne de l'air ( $1.15 Kg/m^3$ ) et par un facteur de conversion ( $1/3600$ )
- $V_{an}$  (en  $m^3/h$ ) représente le débit d'air neuf;
- $V_{inf}$  (en  $m^3/h$ ) représente le débit d'air dû aux infiltrations;
- $T_{Se}$  (en  $^\circ C$ ) représente la température sèche de l'air extérieur;
- $T_{Sb,i}$  (en  $^\circ C$ ) représente la température sèche de base de l'air intérieur;

Les gains latents dus au renouvellement de l'air AREN1, et dus aux infiltrations AINF1 sont donnés par les formules données ci-après :

$$AREN1 = 0,797 \cdot q_{van} \cdot \text{Max.} [(HS_{b,e} - HS_{b,i}) ; 0] \quad [W] \quad (III.16)$$

$$AINF1 = 0,797 \cdot q_{vinf} \cdot \text{Max.} [(HS_{b,e} - HS_{b,i}) ; 0] \quad [W] \quad (III.17)$$

- $0,797$  (en  $J \cdot kg \text{ air} / g_{vap} \cdot m^3 \text{ air}$ ) représente le produit de la masse volumique moyenne de l'air ( $1,15 kg/m^3$ ) par la chaleur de vaporisation de l'eau ( $2498 J/g$ ) et par un facteur de conversion ;
- $q_{van}$  (en  $m^3/h$ ) représente le débit d'air neuf ;
- $q_{vinf}$  (en  $m^3/h$ ) représente le débit dû aux infiltrations ;
- $HS_{b,e}$  (en  $g_{vap}/kg_{gas}$ ) représente l'humidité spécifique de base de l'air extérieur ;
- $HS_{b,i}$  (en  $g_{vap}/kg_{gas}$ ) représente l'humidité spécifique de base de l'air intérieur .

Pour le calcul des bilans, on a utilisé la méthode ancienne (calcul par Excel). Donc bien et évidemment il existe des logiciels pour faciliter les calculs tels que (le HAP<sup>1</sup>, thermExcel<sup>2</sup>, cypecadmep<sup>3</sup>).

Pour notre cas d'étude, on présente un cas de calcul du bilan thermique porté sur un seul local qui s'agit d'une salle de réunion qui se situe au niveau du réz de chaussée (RDC), les détails et les résultats de calcul sont regroupés dans le tableau III.5 :

<sup>1</sup>Est un logiciel sous Windows de CARRIER conçu pour le calcul des charges de climatisation et de consommation énergétique des locaux tertiaires

<sup>2</sup>C'est un programme de calcul sur Excel permet d'effectuer les calculs de bilans thermiques et de déperditions pour les locaux à climatiser et notamment d'en estimer la puissance frigorifique et thermique nécessaire.

<sup>3</sup>Le logiciel constitue une véritable plateforme pour la conception énergétique et les études techniques fluides.

### Chapitre III: Bilan Thermique estival

<b>Sleal de réunion-Façade Nord</b>													
Heure solaire	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
$\Delta t_e(t) (^{\circ}C)$	-4,71	-3,65	-1,62	-0,90	-0,04	1,50	3,92	7,46	9,65	10,46	11,85	12,29	11,42
S (m <sup>2</sup> )	16,059	16,059	16,059	16,059	16,059	16,059	16,059	16,059	16,059	16,059	16,059	16,059	16,059
Kété	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65
APO (w)	-240,31	-186,42	-82,61	-46,21	-1,86	76,65	199,95	380,89	492,60	534,34	605,27	627,51	583,37
<b>Salle de réunion-Façade Sud</b>													
Heure solaire	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
$\Delta T_{lnc} (^{\circ}C)$	1,63	2,35	2,07	2,33	3,68	3,85	4,11	4,40	5,00	4,00	3,00	3,58	2,92
S (m <sup>2</sup> )	22,231	22,231	22,231	22,231	22,231	22,231	22,231	22,231	22,231	22,231	22,231	22,231	22,231
Kété	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65
APO (w)	96,03	138,44	121,95	137,27	216,80	226,81	242,13	259,21	294,56	235,65	176,74	210,91	172,02
<b>Salle de réunion-Façade Est coté Nord</b>													
Heure solaire	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
$\Delta t_e(t) (^{\circ}C)$	-4,71	-3,65	-1,62	-0,90	-0,04	1,50	3,92	7,46	9,65	10,46	11,85	12,29	11,42
S (m <sup>2</sup> )	19,8	19,8	19,8	19,8	19,8	19,8	19,8	19,8	19,8	19,8	19,8	19,8	19,8
Kété	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65
APO (w)	-296,29	-229,84	-101,86	-56,97	-2,29	94,51	246,53	469,63	607,36	658,81	746,27	773,69	719,27
<b>Salle de réunion-Façade Est coté Sud</b>													
Heure solaire	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
$\Delta t_e(t) (^{\circ}C)$	-4,71	-3,65	-1,62	-0,90	-0,04	1,50	3,92	7,46	9,65	10,46	11,85	12,29	11,42
S (m <sup>2</sup> )	14,984	14,984	14,984	14,984	14,984	14,984	14,984	14,984	14,984	14,984	14,984	14,984	14,984
Kété	1,31	1,31	1,31	1,31	1,31	1,31	1,31	1,31	1,31	1,31	1,31	1,31	1,31
APO (w)	-110,84	-85,98	-38,10	-21,31	-0,86	35,36	92,23	175,69	227,21	246,46	279,18	289,44	269,08
<b>Salle de réunion-Façade Ouest coté Sud</b>													
Heure solaire	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
$\Delta T_{lnc} (^{\circ}C)$	1,63	2,35	2,07	2,33	3,68	3,85	4,11	4,40	5,00	4,00	3,00	3,58	2,92
S (m <sup>2</sup> )	28,807	28,807	28,807	28,807	28,807	28,807	28,807	28,807	28,807	28,807	28,807	28,807	28,807
Kété	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9
APO (w)	89,22	128,62	113,30	127,53	201,42	210,72	224,95	240,83	273,67	218,93	164,20	195,95	159,82
<b>Porte</b>													
Heure solaire	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
$\Delta T_{lnc} (^{\circ}C)$	1,63	2,35	2,07	2,33	3,68	3,85	4,11	4,40	5,00	4,00	3,00	3,58	2,92
S (m <sup>2</sup> )	2,583	2,583	2,583	2,583	2,583	2,583	2,583	2,583	2,583	2,583	2,583	2,583	2,583
Kété	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
APO (w)	8,42	12,14	10,69	12,04	19,01	19,89	21,23	22,73	25,83	20,66	15,50	18,49	15,08
<b>Salle de réunion-plancher</b>													
Heure solaire	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
$\Delta t_e(t) (^{\circ}C)$	-4,71	-3,65	-1,62	-0,90	-0,04	1,50	3,92	7,46	9,65	10,46	11,85	12,29	11,42
S (m <sup>2</sup> )	55,3	55,3	55,3	55,3	55,3	55,3	55,3	55,3	55,3	55,3	55,3	55,3	55,3
Kété	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06
APO (w)	-643,28	-499,01	-221,14	-123,70	-4,97	205,19	535,24	1019,61	1318,64	1430,35	1620,23	1679,75	1561,61

### Chapitre III: Bilan Thermique estival

Salle de réunion-Façade Est														
Heure solaire	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
It (w/m²)	376,3	536,71	554,31	488	332,52	146,57	47,32	47,32	47,32	43,99	40,56	32,51	15,66	
Id (w/m²)	78,65	54,61	43,03	43,99	47,32	47,32	47,32	47,32	47,32	43,99	43,03	54,61	78,65	
SV (m²)	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
β (degrés)	11,77	23,77	36	47,23	59,23	69,47	73,7	69,47	59,23	47,23	36	23,77	11,77	
Φ (degrés)	-106,77	-98,77	-93,63	-81,3	-68,83	-45,83	0	45,83	68,83	81,3	93,63	98,77	106,77	
Ψ (degrés)	-16,77	-8,77	-3,63	8,7	21,17	44,17	90	135,83	158,83	171,3	183,63	188,77	196,77	
e <sub>1</sub> (m)	-0,09	-0,05	-0,02	0,05	0,12	0,29	376,73	-0,29	-0,12	-0,05	0,02	0,05	0,09	
e <sub>2</sub> (m)	0,11	0,22	0,36	0,55	0,90	1,86	0,00	-1,86	-0,90	-0,55	-0,36	-0,22	-0,11	
Sombre (m²)	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	9,00	9,00	9,00	9,00	9,00	9,00	9,00	
Svens (m²)	9,00	9,00	9,00	9,00	9,00	9,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	
MB = 917 Kg/m²						Orientation Est								
Npvi( t )	0,36	0,44	0,5	0,53	0,53	0,5	0,44	0,39	0,36	0,34	0,3	0,28	0,28	
AVE( t )(W)	925,95	1560,19	1816,85	1702,37	1179,57	518,69	177,39	157,23	145,14	127,43	108,41	117,10	150,06	
Heure solaire	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
It (w/m²)	78,65	54,61	43,03	43,99	47,32	47,32	47,32	47,32	47,32	43,99	43,03	54,61	78,65	
Id (w/m²)	78,65	54,61	43,03	43,99	47,32	47,32	47,32	47,32	47,32	43,99	43,03	54,61	78,65	
SV (m²)	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	
β (degrés)	11,77	23,77	36	47,23	59,23	69,47	73,7	69,47	59,23	47,23	36	23,77	11,77	
Φ (degrés)	-106,77	-98,77	-93,63	-81,3	-68,83	-45,83	0	45,83	68,83	81,3	93,63	98,77	106,77	
Ψ (degrés)	73,23	81,23	86,37	98,7	111,17	134,17	180	225,83	248,83	261,3	273,63	278,77	286,77	
e <sub>1</sub> (m)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	
e <sub>2</sub> (m)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	
Sombre (m²)	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	
Svens (m²)	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	
Fs=0,71						Orientation Nord								
Npvi( t )	0,75	0,75	0,79	0,83	0,84	0,86	0,88	0,88	0,91	0,92	0,93	0,93	0,93	
AVE( t )(W)	251,29	174,48	144,81	155,54	169,33	173,36	177,39	177,39	183,44	172,41	170,48	216,35	311,60	
<b>Machine + Occupant + Eclairage + AREN + AINF</b>														
Machine										1326				
Occupant										655,00				
Eclairage										64				
AREN										83,358				
AINF										846,08				
<b>Total général [w]</b>										<b>6619,48</b>				

*Tableau III.5 : détails et résultats de calculs portés sur la salle de réunion*

Pour le reste des calculs nous avons donné les résultats de chaque niveau y compris le total général dans le tableau III.6 suivant.

Total général RDC	37426,11 [w]
Total généra étage 1	32119,73 [w]
Total général étage 2	32076,49 [w]
Total général étage 3	32933,41 [w]
Total général étage 4	42042,90 [w]
total générale de l'immeuble[w]	176598,64 [w]

*Tableau III.6 :les résultats de calcul*

D'après le calcul du bilan thermique on conclut que la puissance trouvée dans chaque local sert à déterminer la puissance de l'unité intérieur, on donne comme exemple la salle de réunion calculé dans le tableau III.5, la puissance calculé est de 6619.48 W.

La puissance totale calculée de l'immeuble est de 176598.64 W, cette dernière sert à déterminer la puissance de la pompe à chaleur à installer.

Une fois le bilan thermique est établie, on procède au dimensionnement et représentation du réseau hydraulique que nous allons voir dans le prochain chapitre.

# **IV. Chapitre :**

## **Dimensionnement et représentation du réseau hydraulique**

### **Introduction :**

Le dimensionnement du réseau de distribution d'eau glacée est très important dans une installation pour avoir un meilleur équilibre et satisfaire chaque unité avec le débit d'eau glacée, pour cela on commence par le choix du matériau de la tuyauterie puis le dimensionnement du réseau et la bouteille de découplage hydraulique.

Afin de savoir quel pompe à utiliser pour la circulation d'eau glacée, il est impératif de passer au calcul des pertes de charge.

### **IV.1 Polypropylène (PPR) :**

Le polypropylène PP-R est un matériau conçu pour les besoins des installations d'eau intérieures tel que le chauffage et climatisation, sa durée de vie peut atteindre 50 ans.

Les diamètres disponibles (de 15 à 250 mm), permettent de construire n'importe quelle installation intérieure sous pression, des installations sanitaires et technologiques.

Ce matériau est connu pour sa robustesse, sa stabilité et sa résistance à de fortes températures.

Les propriétés physiques et chimiques du matériau répondent aux exigences des systèmes d'alimentation en eau potable et de chauffage.

Les tuyaux sont en trois couches : le tuyau interne en polypropylène est raccordé à une feuille d'aluminium pendant la fabrication et revêtu ensuite d'une couche externe en polypropylène.

Le tuyau montre non seulement une meilleure résistance à la pression et à la température grâce à la feuille d'aluminium, mais possède également des caractéristiques typiques pour les tuyaux en acier, comme une plus grande rigidité et une faible expansion thermique. Pour la protection mécanique de la feuille d'aluminium, le tuyau est muni d'une couche externe en polypropylène. Dans certains cas, en raison de la fabrication du tuyau interne en polypropylène, une vaporisation de l'humidité résiduelle peut se produire sous la couche externe, sous forme de bulles et de cloques. Toutefois, comme cette couche externe en polypropylène n'affecte pas les propriétés mécaniques du tuyau, ceci n'est qu'un problème d'esthétique.

#### **Avantage du PPR :**

- Faible conductivité thermique :  $0,22 \text{ W/m}^\circ\text{K}$ .
- Faible rugosité de surface, le coefficient de rugosité est de (0.07 mm) : moins d'entartrage par le calcaire que dans d'autres systèmes.

- Résistance à la corrosion.
- Forte résistance aux pressions internes.
- Faible résistance de frottement du tuyau,
- Faible résistance à l'écoulement.
- Résistance à de nombreux produits chimiques.
- Respect de l'environnement (recyclage).

### IV.2 Dimensionnement et Calcul des tuyauteries d'eau glacée :

#### IV.2.1 Calcul de la puissance thermique :

La puissance thermique de chaque local est calculée dans [le chapitre 3], après avoir calculée, on suit le réseau de distribution, on calcule la puissance cumulé en ajoutant la puissance installée de chaque local à celle précédente.

#### IV.2.2 Calcul du débit :

Le débit est calculé de la relation de la puissance thermique suivante : [9]

$$P = m \times Cp \times \Delta t \quad [\text{W}] \quad (\text{IV.1})$$

Donc :

$$m = \frac{p}{Cp \times \Delta t} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (\text{IV.2})$$

$\Delta t$  : la différence de température entre aller et retour.

$m$  : débit volumique

$Cp$  : la chaleur spécifique.

Le tableau IV.1 présente quelques régimes habituels de température desservant des unités terminales pour différents types d'installations desservies par de l'eau chaude ou glacée.

	Installations desservies	Régimes de température (aller/retour)	Chutes de température K
Eau chaude	Installations individuelles ou collectives de chauffage par radiateurs (logements, bureaux...)	90/70 °C ou 85/70 °C ou 50/40 °C	20 K à 10 K
	Installations individuelles ou collectives de chauffage par rayonnement (tubes enobés dans le sol)	40/30 °C ou 40/35 °C	10 K à 5 K
	Chauffage par plafond rayonnant	35/30 °C	5 K
	Chauffage par aérothermes (locaux industriels, de stockage...)	90/70 °C	20 K
	Installations avec ventilo-convecteurs (bureaux, hôtels...)	50/40 °C	10 K
	Installations de chauffage par air : alimentations de batteries de chauffage d'air (bureaux, hôtels...)	90/70 °C ou 50/40 °C ou 45/40 °C	20 K à 5K
Eau glacée	Réseau général alimentant des batteries de réfrigération (caissons de traitement d'air), postes de mélange...	5/10 ou 6/12 ou 5/15 °C	De 5 à 10 K
	Eau glacée pour ventilo-convecteurs, armoires de climatisation (salles informatique ou autres...)	7/12 °C ou 9/13 °C ou 10/14 °C	5 K à 4 K
	Plafonds et sols rafraîchissants	16/18 °C ou 16/19 °C	2 à 3 K

*Tableau IV.1 : les Régimes habituels de température desservant des unités terminales [5]*

### IV.2.3 Calcul de la section et le diamètre :

La section est calculée à partir du débit :

$$m = V \times S \times 3600 \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (\text{IV.3})$$

- V (m/s) : la vitesse d'écoulement.
- S (m<sup>2</sup>) : la section de la conduite.

**Le diamètre :**

$$D = \sqrt{\frac{4 \times S}{\pi}} [\text{mm}] \quad (\text{IV.4})$$

Le tableau IV.2 regroupe l'ensemble du travail de dimensionnement du réseau hydraulique.

## CHAPITRE IV : Dimensionnement et représentation du réseau hydraulique

niveau	local	puissance calculé en [w]	puissance installée [w]	type unité	puissance cumulée	débit [m3/h]	diamètre calculé [mm]	diamètre installée [mm]
RDC	salle de réunion	6768,87	7000	V-CVNC	7000	1,205741627	15,39588988	15
	bureau AM 02	2976,38	3000	V-CVNC	10000	1,722488038	18,40160805	20
	bureau AM 01	2793,56	3000	V-CVNC	13000	2,23923445	20,98106128	20
	bureau DAM	6732,91	7000	V-CVNC	20000	3,444976077	26,02380367	25
	bureau secrétariat	3568,22	4000	V-CVNC	24000	4,133971292	28,5076486	25
	salle de prière	3985,66	4000	V-CVNC	28000	4,822966507	30,79177975	32
	salle de tirage	10749,91	11000	V-CVNC	39000	6,717703349	36,34026413	40
1 <sup>er</sup> étage	bureau S-R-E-W 02	3428,29	3500	V-CVNC	3500	0,602870813	10,88653813	15
	bureau S-R-E-W 03	2286,18	2500	V-CVNC	6000	1,033492823	14,2538243	15
	bureau S-R-E-W 04	2336,84	2500	V-CVNC	8500	1,464114833	16,96544435	15
	bureau S-R-E-W 05	2199,03	2000	V-CVNC	10500	1,80861244	18,85603717	20
	bureau S-R-E-W 06	3742,7	2500	V-CVNC	13000	2,23923445	20,98106128	20
	Bureau Secrétariat	2669,91	2500	V-CVNC	15500	2,669856459	22,90981726	20
	Salle de prière	3144,37	3000	V-CVNC	18500	3,186602871	25,02889292	25
	Salle de tirage	7142,57	7000	V-CVNC	25500	4,392344498	29,38501158	32
	secrétariat	3004,53	3000	V-CVNC	28500	4,909090909	31,06548985	32
bureau S-R-E-W 01	2165,5	2000	V-CVNC	30500	5,253588517	32,13702685	32	
2 <sup>ème</sup> étage	Bureau S-O-R-A 01	2165,5	2000	V-CVNC	2000	0,344497608	8,229449298	15
	Bureau S-O-R-A 02	3204,29	3500	V-CVNC	5500	0,947368421	13,64699778	15
	Bureau S-O-R-A 03	2306,08	3500	V-CVNC	9000	1,550239234	17,45729821	15
	Bureau S-O-R-A 04	2351,2	2500	V-CVNC	11500	1,980861244	19,73352618	20
	Bureau S-O-R-A 05	2213,4	2500	V-CVNC	14000	2,411483254	21,77307627	20
	Bureau S-O-R-A 06	3891,92	4000	V-CVNC	18000	3,100478469	24,68834789	25
	Bureau Secrétariat	2724,99	3000	V-CVNC	21000	3,61722488	26,66646349	25
	Salle de prière	3144,37	3000	V-CVNC	24000	4,133971292	28,5076486	32
	Salle de tirage	7070,2	7000	V-CVNC	31000	5,339712919	32,39937428	32
	Secrétariat	3004,53	3000	V-CVNC	34000	5,85645933	33,93088869	32
3 <sup>ème</sup> étage	Bureau S-R-C 01	2165,5	2000	V-CVNC	2000	0,344497608	8,229449298	15
	Bureau S-R-C 02	3386,24	3500	V-CVNC	5500	0,947368421	13,64699778	15
	Bureau S-R-C 03	2404,76	2500	V-CVNC	8000	1,377990431	16,4588986	15
	Bureau S-R-C 04	2336,84	2500	V-CVNC	10500	1,80861244	18,85603717	20
	Bureau S-R-C 05	2271,13	2500	V-CVNC	13000	2,23923445	20,98106128	20
	Bureau S-R-C 06	3977,33	4000	V-CVNC	17000	2,928229665	23,99276149	20
	Bureau Secrétariat	2880,47	3000	V-CVNC	20000	3,444976077	26,02380367	25
	Salle de prière	3284,98	3500	V-CVNC	23500	4,04784689	28,20913097	32
	Salle de tirage	7218,91	7000	V-CVNC	30500	5,253588517	32,13702685	32
	Secrétariat	3004,49	3000	V-CVNC	33500	5,770334928	33,68047281	32

## CHAPITRE IV : Dimensionnement et représentation du réseau hydraulique

4 <sup>ème</sup> étage	Bureau C-C 01	4877,63	5000	V-CVNC	5000	0,861244019	13,01190183	15
	salle de réunion	6399,57	6500	V-CVNC	11500	1,980861244	19,73352618	20
	Bureau du chef de cabinet	7028,98	7000	V-CVNC	18500	3,186602871	25,02889292	25
	Bureau Secrétariat	4191,33	4000	V-CVNC	22500	3,875598086	27,60241207	32
	Petit Bureau	2295,33	2500	V-CVNC	25000	4,306220096	29,09549702	32
	Bureau C-C-06	3569,86	3500	V-CVNC	28500	4,909090909	31,06548985	32
	Bureau C-C-05	3410,28	3500	V-CVNC	32000	5,511961722	32,91779719	32
	Bureau C-C-04	4054,8	4000	V-CVNC	36000	6,200956938	34,91459642	40
	Bureau C-C-03	3527,44	3500	V-CVNC	39500	6,803827751	36,57247265	40
	Bureau C-C-02	2687,87	2500	V-CVNC	42000	7,234449761	37,71207433	40
La colonne montante								
Niveau	puissance calculé en [w]	puissance installée [w]	puissance cumulée		débit [m3/h]	diamètre calculé [mm]	diamètre installée [mm]	
RDC	37575,51	39000	39000		6,717703349	54,51039619	63	
1 <sup>er</sup> étage	32119,92	30500	69500		11,97129187	72,76783223	75	
2 <sup>ème</sup> étage	32076,48	34000	103500		17,8277512	88,80086781	90	
3 <sup>ème</sup> étage	32930,65	33500	137000		23,59808612	102,1662184	110	
4 <sup>ème</sup> étage	42043,09	42000	179000		30,83253589	116,7813659	125	
Total	176745,65	179000	179000		30,83253589	116,7813659	125	
conduite qui relie PAC/ bouteille								
puissance disponible sur la PAC	débit [l/s]		débit [m3/h]		la section		diamètre [m]	
245000	11,71688187		0,011716882		0,058584409		0,273184591	

**Tableau IV.2** : les résultats du dimensionnement du réseau hydraulique

Ces résultats sont utiles pour l'établissement du réseau de distribution dans chaque niveau et le dimensionnement de la bouteille de découplage hydraulique.

Le réseau de distribution au niveau du réz de chaussée est présenté dans la figure IV.1.

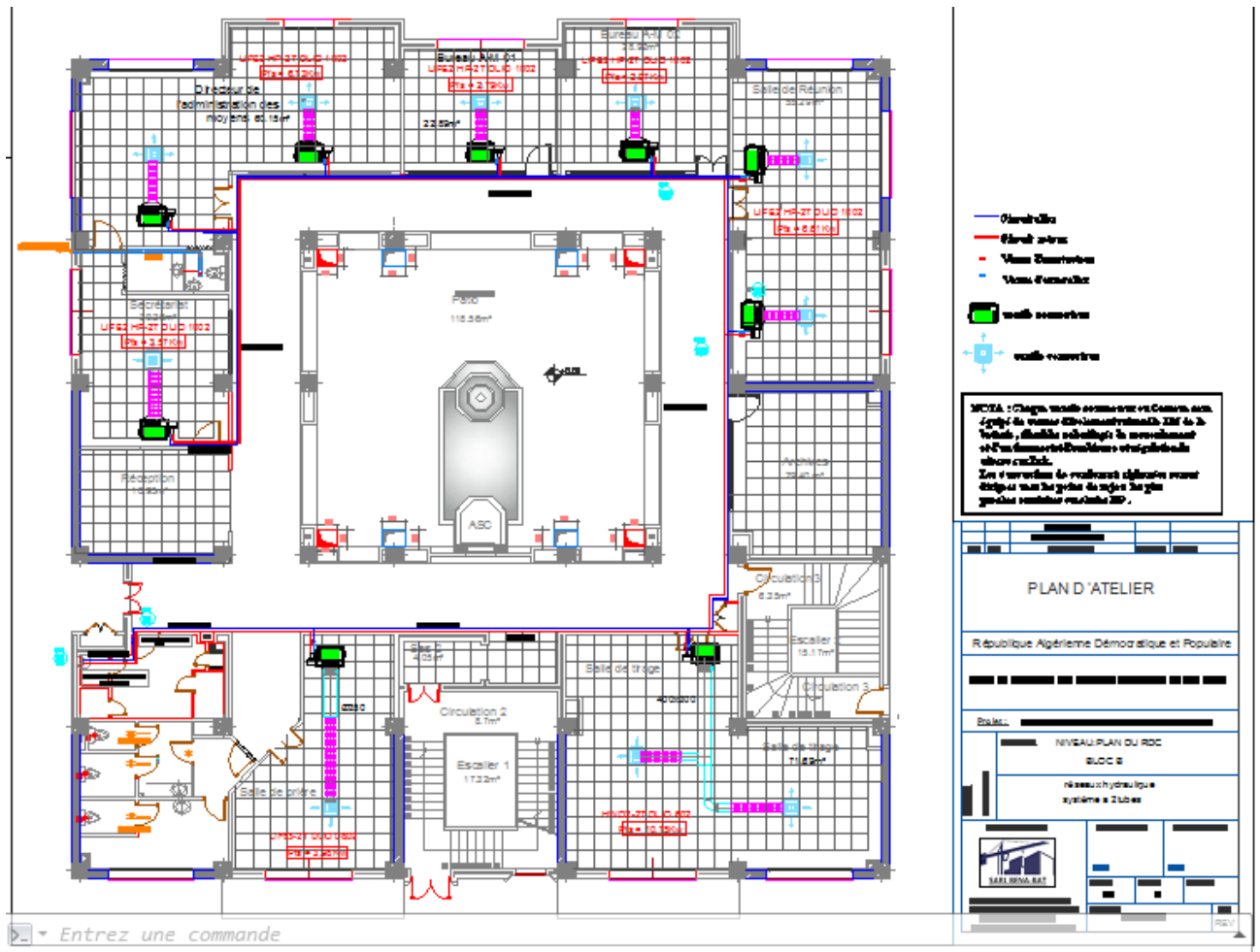


Figure IV.1 : vue sur plan réseau de distribution d'eau glacée

### IV.3 Dimensionnement de la bouteille de découplage hydraulique :

Le découplage hydraulique permet la séparation du circuit primaire et secondaire ce qui présente les avantages suivants :

- Autoriser une meilleure maîtrise des débits dans chaque circuit (le réseau primaire est souvent constant alors que le réseau secondaire est à débit variable).
- Faciliter l'adaptation des pompes aux débits et pertes de charge des circuits.
- Permettre d'arrêter un circuit secondaire sans perturber le bon fonctionnement du reste de l'installation.
- Permettre d'arrêter un groupe frigorifique ou plusieurs pendant la période de faible charge.
- Permettre de créer des circuits de distribution avec des régimes de température différents.

Le dimensionnement d'une bouteille de découplage s'effectue selon la règle des 3D, qui stipule :

- La hauteur de la bouteille est déterminée selon un écartement de trois diamètres entre les diverses canalisations ;
- Le diamètre de la bouteille doit être égal ou supérieur à trois fois le diamètre de la tuyauterie principale;
- Un décalage de trois diamètres entre l'arrivée d'eau de la production et la canalisation de départ du secondaire ;
- Une distance de trois diamètres entre la canalisation la plus haute et le sommet de bouteille;
- Une distance de trois diamètres entre la canalisation la plus basse et le bas de la bouteille
- Une distance de six diamètres entre les raccords de départ et ceux du retour du secondaire.

Cette règle des 3D permet d'établir une vitesse de circulation dans la bouteille aux environs de 0,1 m/s, tandis que la vitesse au secondaire devra être de l'ordre d'environ 1 m/s.

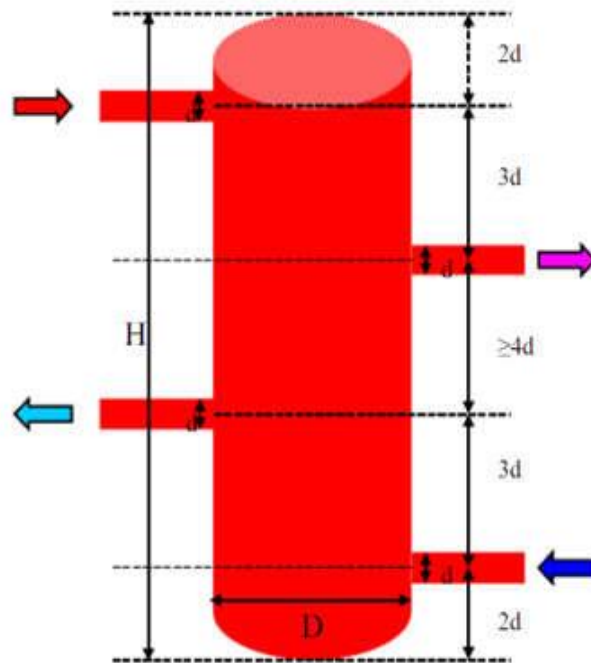


Figure IV.2 : bouteille de découplage hydraulique

Les résultats de calcul sont donnés dans le tableau suivant :

Débit [m <sup>3</sup> /h]	25,693778
Vitesse dans la bouteille [m/s]	0,1
Diamètre de la bouteille de découplage [mm]	300,735928
Diamètre de la canalisation du primaire à la bouteille [mm]	106,60631
Hauteur de la bouteille sans le châssis [mm]	1492,48834
Volume en eau de la bouteille [L]	105,962

Tableau IV.1: Les résultats de calcul de la bouteille de découplage

#### IV.4 Représentation du circuit dans une Synoptique globale :

La synoptique est faite avec le logiciel professionnels (Autocad<sup>4</sup>). Elle représente toute l'installation en commençant des deux pompes à chaleur jusqu'à l'entrée de chaque niveau avec tous les organes nécessaires comme le montre la figure IV.3.

<sup>4</sup> Logiciel professionnel AutoCAD est un logiciel de dessin assisté par ordinateur créé en décembre 1982 par Autodesk. En 1992, AutoCAD est développé pour Mac OS et pour Windows en 1994



Figure IV.3 : synoptique global du réseau de l'installation.

## IV.5 Fluide de travail (eau glycolée) :

L'eau utilisée dans les installations de climatisation à eau glacés doit être à titre hydrotimétrique nulle (TH=0) et glycolée,

### Titre hydrotimétrique (TH) ou dureté :

C'est un indicateur de minéralisation de l'eau, il est due aux ions de calcium et de magnésium, la dureté de l'eau s'exprime en degré français (°f).

La raison de l'utilisation de l'eau à TH=0 est pour éviter la création des tartres au niveau de la paroi intérieur des canalisations.

### Le glycol :

L'adjonction de glycol dans l'eau permet à celle-ci de descendre sous 0°C, sans geler. Les transferts de chaleur sans risque de gel sont dès lors possible. L'utilisation d'éthylène glycol est une solution pour les applications thermiques.

## IV.6 Perte de charge :

Quand l'eau circule dans une installation, les molécules d'eau frottent sur les parois de la tuyauterie et celle-ci peuvent être plus ou moins lisses, les coudes, les changements de direction, les réductions, les divers accessoires s'ajoutent aux frottements de la tuyauterie générant une perte de pression ou perte de charge.

Il existe deux grandes catégories de perte de charge qui s'expriment en pascals ou en mm de colonne d'eau.

### IV.6.1 Perte de charge linéaire :

C'est la perte de charge de la tuyauterie, et s'exprime par la formule suivante : [6]

$$\Delta p = \frac{\lambda}{D} \frac{\rho V^2}{2} L [\text{Pa}] \quad (\text{IV.1})$$

- $\lambda$ : coefficient de perte de charge.
- $L$  [m] : la longueur de la tuyauterie.
- $D$  [mm] : le diamètre de la tuyauterie.
- $V$  [m/s] : la vitesse du fluide.
- $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] : la masse volumique du fluide.

IV.6.1.1 Régime d'écoulement :

La nature du régime d'écoulement d'un fluide est déterminée par le nombre de Reynolds, les différents régimes d'écoulement sont donnés par le diagramme de Moody (figure IV.3).

- **Régime laminaire** : Un nombre de Reynolds  $< 2000$ , indique que l'écoulement est calme.
- **Régime transitoire** : Un nombre de Reynolds situé entre 2000 et 4000 ( $2000 < Re < 4000$ ) indique que l'écoulement est instable entre régime laminaire et régime tourbillon.
- **Régime tourbillon** : un nombre de Reynolds  $> 4000$  indique que l'écoulement est sous forme de tourbillon.

Diagramme de Moody : [7]

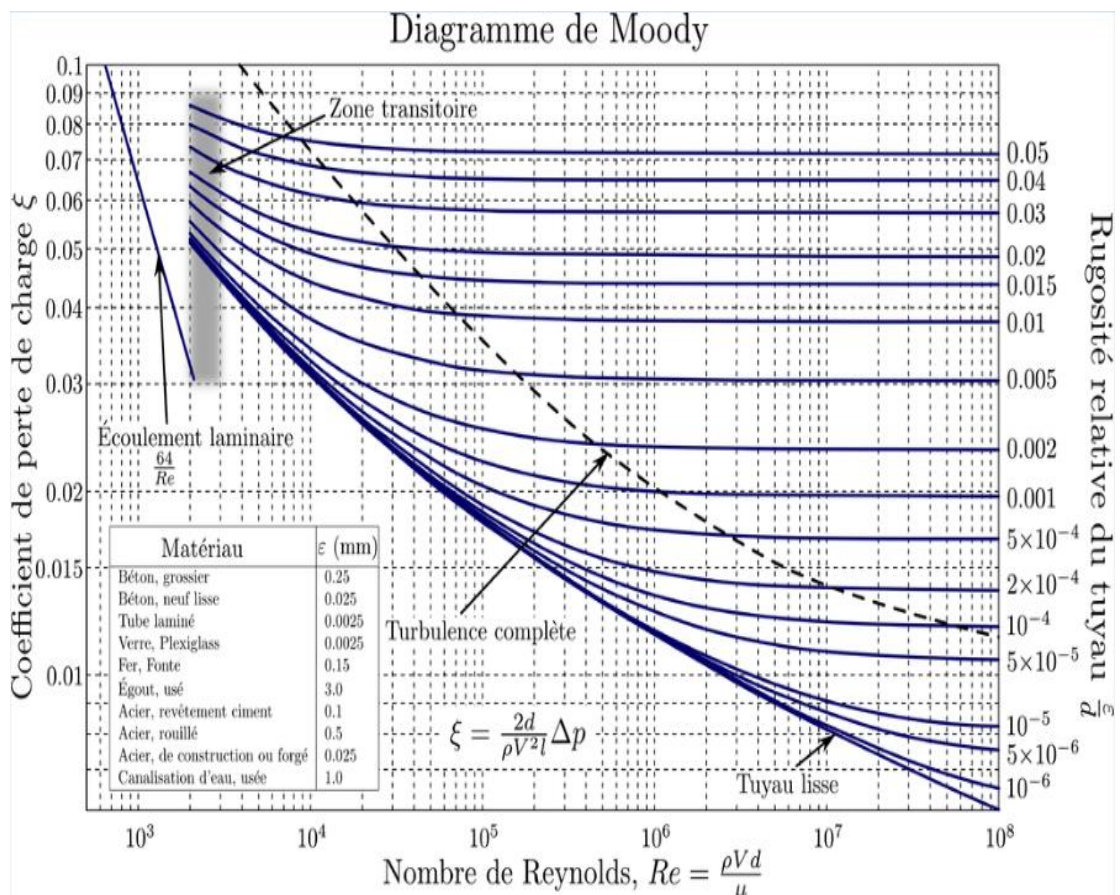


Figure IV.4 : Diagramme de Moody

#### IV.6.1.2 Calcul du coefficient de perte de charge $\lambda$ :

- **Régime laminaire** : [8]

Pour un écoulement laminaire dans une conduite cylindrique horizontale, le coefficient  $\lambda$  s'écrit :

$$\lambda = \frac{64}{\mathcal{R}e} \quad (\text{IV.2})$$

$\mathcal{R}$  : nombre de Reynolds

- **Régime turbulent** : [8]

Pour un régime turbulent le coefficient de perte de charge  $\lambda$  se calcule par la loi de Colebrook-White suivante :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left( \frac{2.51}{\mathcal{R}e} + \frac{\varepsilon}{3.71 D} \right) \quad (\text{IV.3})$$

- $\varepsilon$  [mm] : la rugosité de la tuyauterie
- $D$  [mm]: le diamètre de la tuyauterie
- $\mathcal{R}e$ : le nombre de Reynolds

#### Calcul du nombre de Reynolds $\mathcal{R}e$ : [7]

$$\mathcal{R}e = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (\text{IV.4})$$

- $\mu$ [kg/ m s]: la viscosité dynamique.
- $\rho$  [kg / m<sup>3</sup>]:la masse volumique
- $V$  [m/s]: la vitesse
- $D$  [mm]: le diamètre de la conduite

#### IV.6.2 Perte de charge singulière

Ce sont les pertes de charge des accessoires, vanne, té, coudes, batterie chaude ou froide, réduction, changement de direction enfin tous les obstacles.

Les pertes de charges singulières se calculent par la relation suivante : [9]

$$\Delta p = \zeta \times Pd[\text{Pa}] \quad (\text{IV.5})$$

- $\zeta$  : coefficient de perte de charge spécifique d'une singularité.
- $Pd$  : pression dynamique [Pa].

$$Pd = \frac{1}{2} \rho V^2 \quad [\text{Kg/m}^2.\text{s}] \quad (\text{IV.6})$$

- $\rho$  : masse volumique du fluide [ $\text{kg/m}^3$ ].
- $V$  : vitesse [m/s].

# CHAPITRE IV : Dimensionnement et représentation du réseau hydraulique

Le tableau IV.2 montre les différents coefficients de perte de charge singulière ( $\zeta$ ).



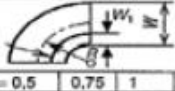

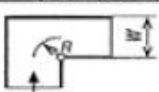
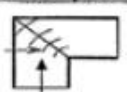
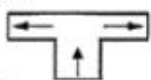
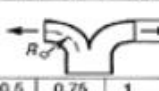

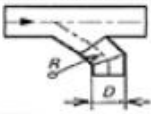
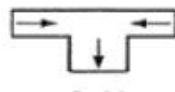

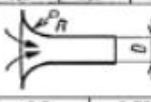
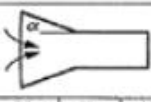
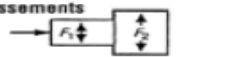
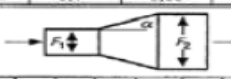

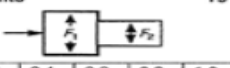
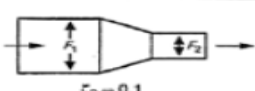


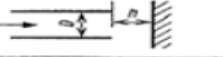
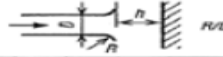
TABLEAU DES COEFFICIENTS DE PERTE DE CHARGE SINGULIÈRE														
<b>Coudes</b> 			<b>1</b>						<b>2</b>			<b>Aubes directrices</b> 		
$\circ$ $R/D = 0,5$ 0,75 1,0 1,5 2 3 4 $= 0,9$ 0,43 0,33 0,24 0,19 0,17 0,15			$\circ$ $R/D = 0,5$ 0,75 1,0 1,5 2 3 élém. $\zeta = 1,3$ 0,8 0,5 0,3 0,25 5 élém. $\zeta = 1,1$ 0,6 0,4 0,25 0,2			$\square$ $R/W = 0,5$ 0,75 1 2 $W_1/W = 0,25$ $\zeta = 0,4$ 0,25 0,2 0,1 $W_1/W = 0,5$ $\zeta = 0,5$ 0,3 0,2 0,1								
			<b>4</b>						<b>5</b>			<b>Aubes directrices</b> 		
$b/a =$ 0,25 0,5 1,0 2,0 $\zeta =$ 2,1 1,7 1,2 0,6			$R/W = 0$ 0,2 0,4 0,6 0,8 $\square$ $\zeta = 1,4$ 0,7 0,6 0,7 1,1			$\square$ sans aubes $\zeta = 0,35$ $\square$ avec aubes 0,1								
<b>Bifurcations</b> 			<b>7</b>						<b>8</b>			<b>9</b>		
$\circ$ $\square$ $\zeta = 1,4$			$R/W = 0,5$ 0,75 1 1,5 2 $\circ$ $\zeta = 1,1$ 0,6 0,4 0,25 0,2 $\square$ $\zeta = 1,0$ 0,5 0,25 0,15 0,1			$\alpha = 10^\circ$ 30° 45° 60° 90° $\circ$ $\square$ $\zeta = 0,1$ 0,3 0,7 1,0 1,4								
<b>Dérivations</b> 			<b>10</b>						<b>11</b>					
$w_2/w_1 =$ 0,4 0,6 0,8 1,0 2,0 3,0 $\alpha = 60^\circ$ 5,0 2,2 1,3 0,8 0,5 0,6 $\alpha = 45^\circ$ 3,5 1,3 0,7 0,4 0,4 0,5			$R/D = 0,5$ 0,75 1 1,5 2 $\zeta = 1,3$ 0,9 0,8 0,6 0,5			$\zeta = 1,4$								
<b>Aspirations libres</b> 			<b>13</b>						<b>14</b>					
$\circ$ $\zeta = 0,9$ $\square$ $\zeta = 1,25$ 0,6 0,7			$R/D = 0,25$ 0,5 0,75 1,0 $\zeta = 0,2$ 0,1 0,05 0,05			$\alpha = 15^\circ$ 30° 45° 60° 90° $\circ$ $\square$ $\zeta = 0,5$ 0,3 0,3 0,4 0,7								
<b>Élargissements</b> 			<b>16</b>						<b>17</b>					
$F_1/F_2 = 0$ 0,2 0,4 0,6 0,8 1,0 $\zeta_1 = 1,0$ 0,7 0,4 0,2 0,1 0			$\alpha = 5^\circ$ 7,5° 10° 15° 22,5° 30° 45° 90° $\zeta_1 = 0,15$ 0,2 0,25 0,4 0,6 0,8 0,9 1			$\zeta_1 = 1,0$								
<b>Rétrécissements</b> 			<b>19</b>						<b>20</b>			<b>Diaphragme</b> 		
$F_1/F_2 = 0$ 0,2 0,4 0,6 0,8 1,0 $\zeta_2 = 0,6$ 0,45 0,3 0,2 0,1 0			$\zeta_2 = 0,1$			$F_1/F_2 = 0,9$ 0,8 0,7 0,6 0,5 0,4 $\zeta_1 = 0,06$ 0,26 0,78 1,82 3,8 8,1								
			<b>22</b>						<b>23</b>					
$\alpha =$ 0° 30° 45° 60° $\zeta =$ 1 1,5 3,5 8			$h/D =$ 0,2 0,4 0,6 0,8 1,0 $\zeta =$ 1,6 1,2 1,05 1,0			$h/D =$ 0,1 0,2 0,4 0,6 0,8 1,0 $\zeta =$ 0,7 0,4 0,7 0,8 0,8 0,8								
<b>Grilles perforées</b> Section libre en % $\zeta$ pour $v = 0,5$ m/s 1,0 1,5 2,0 2,5 3,0 (v rapportées à la section totale)			10 20 30 40 50 60 70 80 110 30 12 6 3,6 2,3 1,6 1,4 120 33 13 6,8 4,1 2,7 2,1 1,6 128 36 14,5 7,4 4,6 3,0 2,3 1,8 134 39 15,5 7,8 4,9 3,2 2,5 1,9 140 40 16,5 8,3 5,2 3,4 2,6 2,0 146 41 17,5 8,6 5,5 3,7 2,8 2,1			25 pour les grilles à grillage, $\zeta$ est environ la moitié								

Tableau IV.2 : tableau des coefficients de pertes de charge singulières [9]

Pour notre cas d'étude sur les pertes de charge, les détails et les résultats obtenus sont regroupés dans les tableaux IV.3 :

## CHAPITRE IV : Dimensionnement et représentation du réseau hydraulique

RDC								
Perte de charge singulière [Pa]								TOTAL $\Delta p$ [Pa]
	COUDE 90° $\phi$ 63	COUDE 90° $\phi$ 32	Té	VANNE D'ARRET $\phi$ 63	RESTRICTIO N	ELARGISSEME NT	V-CVNC	
$\zeta$	0,8	1	1	7	0,5	1	18000	
$\Delta p$ unitaire	129,6	162	162	324	810	810		
nombre	2	2	16	2	5	5		
$\Delta p$	259,2	324	2592	648	4050	4050	18000	29923,2
perte de charge linéaire en [Pa]								
diamètre $\phi$ [m]	longueur [m]	Vitesse V [m/s]	la viscosité $\nu$ [kg/ m s]	masse volumique $\rho$ [kg / m <sup>3</sup> ]	Reynolds (Re)	Coefficient de perte de charge $\lambda$	Coefficient de rugosité K [m]	Perte de charge $\Delta p$ [Pa]
0,015	20	1,8	0,00131	1000	20610,68702	0,025955973	0,000002	56064,90188
0,02	32	1,8	0,00131	1000	27480,91603	0,024164165	0,000002	62633,51626
0,025	39	1,8	0,00131	1000	34351,14504	0,02289923	0,000002	57870,93369
0,032	39	1,8	0,00131	1000	43969,46565	0,021612339	0,000002	42670,8622
0,063	4,98	1,8	0,00131	1000	86564,8855	0,018590873	0,000002	2380,694102
total								221620,9081
TOTAL $\Delta p$ RDC [Pa]								
251544,1081								
colonne montante								
$\Delta p$ linéaire								
diamètre $\phi$ [m]	longueur [m]	Vitesse V [m/s]	la viscosité $\nu$ [kg/ m s]	masse volumique $\rho$ [kg / m <sup>3</sup> ]	Reynolds (Re)	Coefficient de perte de charge $\lambda$	Coefficient de rugosité K [m]	Perte de charge $\Delta p$ [Pa]
0,063	1,5	1,8	0,00131	1000	86564,8855	0,018590873	0,000002	717,0765366
0,075	9,1	1,8	0,00131	1000	103053,4351	0,017915822	0,000002	3521,534056
0,09	9,1	1,8	0,00131	1000	123664,1221	0,017248551	0,000002	2825,312665
0,11	9,1	1,8	0,00131	1000	151145,0382	0,016556379	0,000002	2218,855801
0,125	9,1	1,8	0,00131	1000	171755,7252	0,016136974	0,000002	1903,130113
TOTAL								11185,90917
$\Delta p$ singulière								
	Restriction	Elargissement	Coude 90° $\phi$ 63			total $\Delta p$		
$\zeta$	0,5	1	0,8			10368		
$\Delta p$ unitaire	648	648	324					
nombre	4	4	2					
$\Delta p$ [Pa]	2592	2592	5184					
Total $\Delta p$ colonne montante [Pa]								
21553,90917								
TOTAL GENERAL			[Pa]	en [bar]	[m CE]			
			273098,0173	2,730980173	27,30980173			

Tableau IV.3 : les résultats des pertes de charge

## IV.7 Couplage pompe / réseau :

### La courbe caractéristique de la pompe :

La courbe caractéristique de la pompe est donnée par le fabricant, elle représente la hauteur manométrique (HMT) en fonction du débit ( $Q_v$ ).

### La courbe caractéristique du réseau :

La courbe caractéristique du réseau se détermine à partir des paramètres du réseau à l'aide de l'équation suivante : [10]

$$\Delta p = k Q v^2$$

### Le point de fonctionnement de la pompe :

Le point de fonctionnement de la pompe est alors déterminé comme l'intersection de la courbe du réseau et de la courbe caractéristique de la pompe (Figure), il représente la seule situation pour laquelle l'énergie fournie par la pompe égale à l'énergie consommé par le réseau.

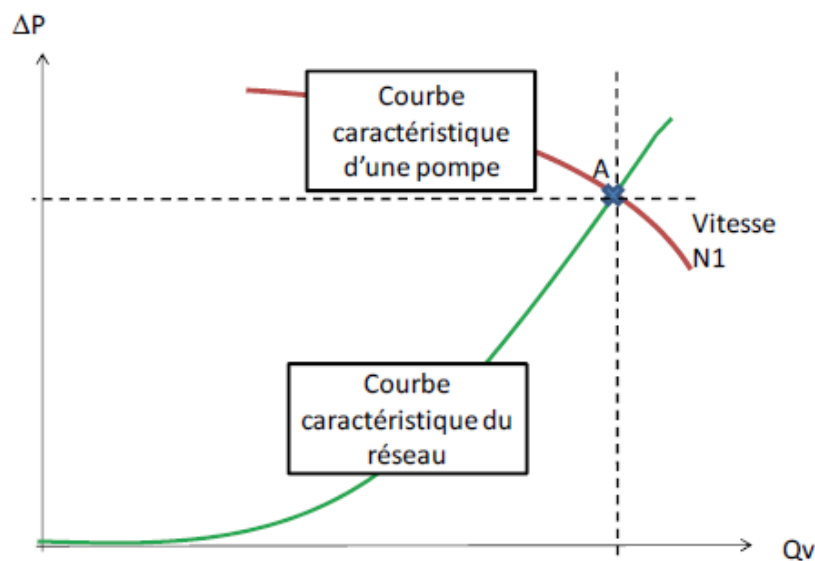


Figure IV.5 : point de fonctionnement de la pompe [10]

Les résultats obtenus dans le dimensionnement du réseau sont utilisés pour établir le point de fonctionnement de la pompe à installer comme le montre la figure IV.5.

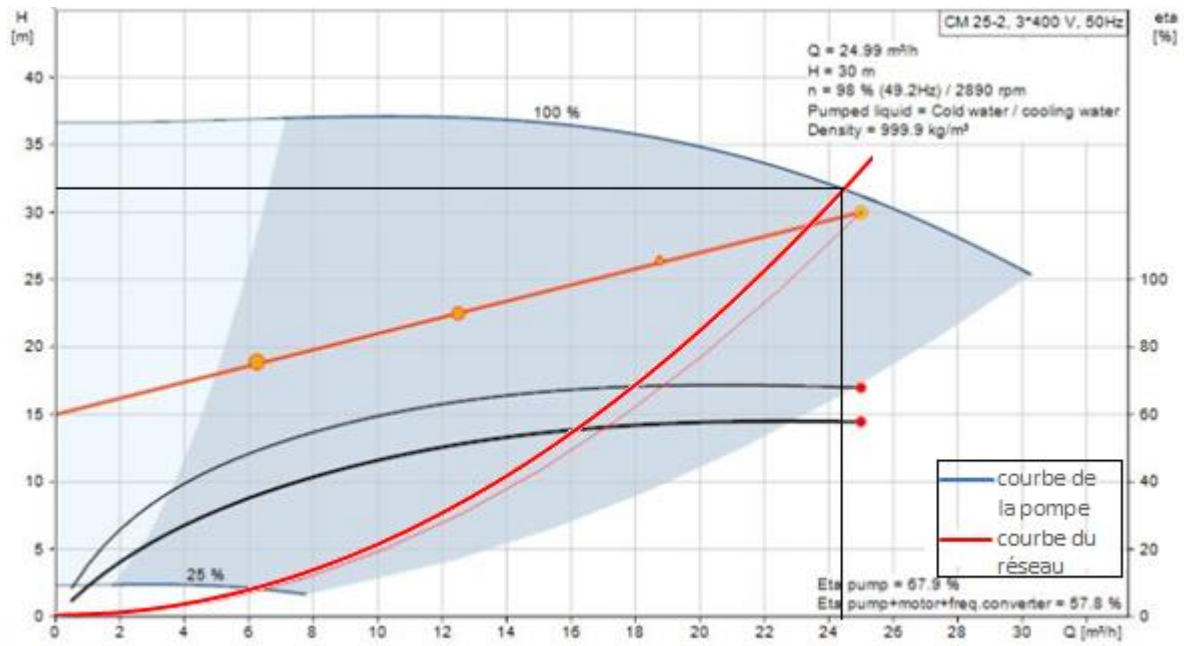


Figure IV.6: point de fonctionnement de la pompe à installer

**Lecture du graphe :**

D'après la figure IV.5 la lecture direct du Point de fonctionnement est comme suit:

La hauteur manométrique (HMT)  $\approx$  32 m,

Le débit (Qv)  $\approx$  24.5 m³/h.

**V. Chapitre :**  
**Choix et calcul de**  
**l'équipement en**  
**fonction de la source**  
**d'énergie disponible**

## V.1 Introduction

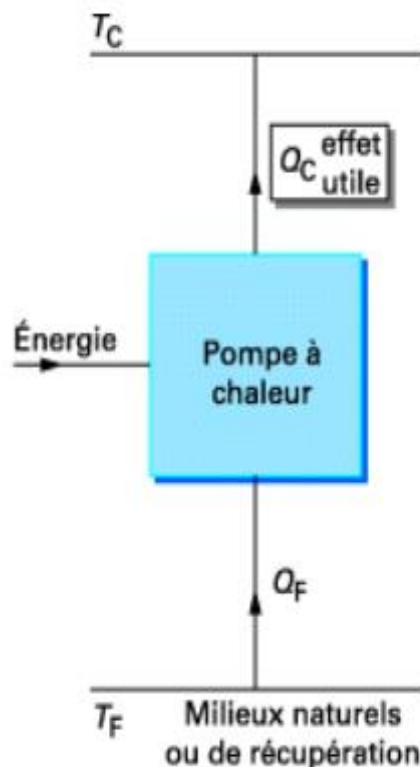
Avant toute installation il est impératif de savoir quelle source d'énergie disponible dans la zone, dans notre cas l'absence du gaz naturel nous oblige de procéder à installer une pompe à chaleur qui utilise l'énergie électrique, pour et pour le choix la puissance de l'équipement on se sert des résultats de calcul du bilan thermique.

## V.2 Pompe à chaleur

### V.2.1 Définition :

La pompe à chaleur pompe quelque part la chaleur à un milieu naturel. C'est un système de chauffage thermodynamique dit à énergie renouvelable. La pompe à chaleur communément appelée PAC soutire les calories présentes dans le milieu naturel tel que l'air, l'eau, la terre ou le sol, et la transmet en l'amplifiant vers un espace à chauffer. L'action motrice d'un compresseur électrique sur un fluide réfrigérant à changement de phase réalise cette opération thermodynamique. [11]

La figureIV.1 suivante montre le principe de fonctionnement de la pompe à chaleur : [12]



*FigureV.1 :le principe de fonctionnement de la pompe à chaleur*

La pompe à chaleur est surtout utilisée en tant que solution de chauffage dans le résidentiel. Nous parlons alors de géothermie (pompe à chaleur eau-eau ou sol-eau) ou d'aérothermie (pompe à chaleur air-eau ou air-air). Dans les applications tertiaire telles que bureaux, la pompe à chaleur est souvent utilisée toute l'année, soit pour le chauffage et pour le rafraîchissement en été.

On a deux types de pompe à chaleur :

- Pompe à chaleur non réversible
- Pompe à chaleur réversible

### V.2.2 Pompe à chaleur non réversible

Une pompe à chaleur permet d'effectuer un transfert de chaleur d'une source froide vers une source chaude grâce à un système frigorifique généralement du type à compresseur.

Ce système frigorifique se compose au minimum des 4 éléments suivants :

- Compresseur
- Condenseur
- Organe de détente
- évaporateur

### V.2.3 Pompe à chaleur réversible

Comme nous l'avons défini précédemment, une pompe à chaleur est un appareil destiné à assurer le chauffage total ou partiel de locaux. C'est un circuit frigorifique qui permet les transferts thermiques. Pourquoi donc, dans certains cas ne pas utiliser le même circuit frigorifique avec quelque aménagement, pour assurer la production de froid nécessaire en été ?

Une pompe à chaleur réversible assure

- la production de froid en été,
- la production de chaleur en hiver.

Il convient d'effectuer une inversion de cycle pour permuter les rôles respectifs de l'échangeur intérieur et de l'échangeur extérieur. Cette inversion de cycle peut s'effectuer de deux manières principales :

- Inversion des circuits frigorifique (valable pour tous les type de pompe à chaleur),

- Inversion de circuits hydrauliques ou aérauliques (pompes air/air et eau/eau uniquement).

Les pompes à chaleur existent sous différents model :

- Pompe à chaleur air/air
- Pompe à chaleur eau/eau
- Pompe à chaleur sol/eau
- Pompe à chaleur air/eau

La pompe à chaleur à installer est le model air/eau réversible, dans cette partie on va voir de s'agit-elle.

### **V.2.4 Pompe à chaleur air/eau**

La pompe à chaleur air/eau fonctionne sur le même principe. Elle est connue pour pouvoir se raccorder à un système de chauffage central et assurer la production de chauffage et d'eau chaude sanitaire.

Il existe également des modèles réversibles qui peuvent rafraichir les pièces en période estivale. L'air chaud de la pièce est aspiré par des ventilo-convecteurs.

### **V.2.5 Circuit frigorifique**

Le circuit frigorifique représente les organes ou circule le fluide frigorigène comme le montre la figure V.2 suivante.[13]

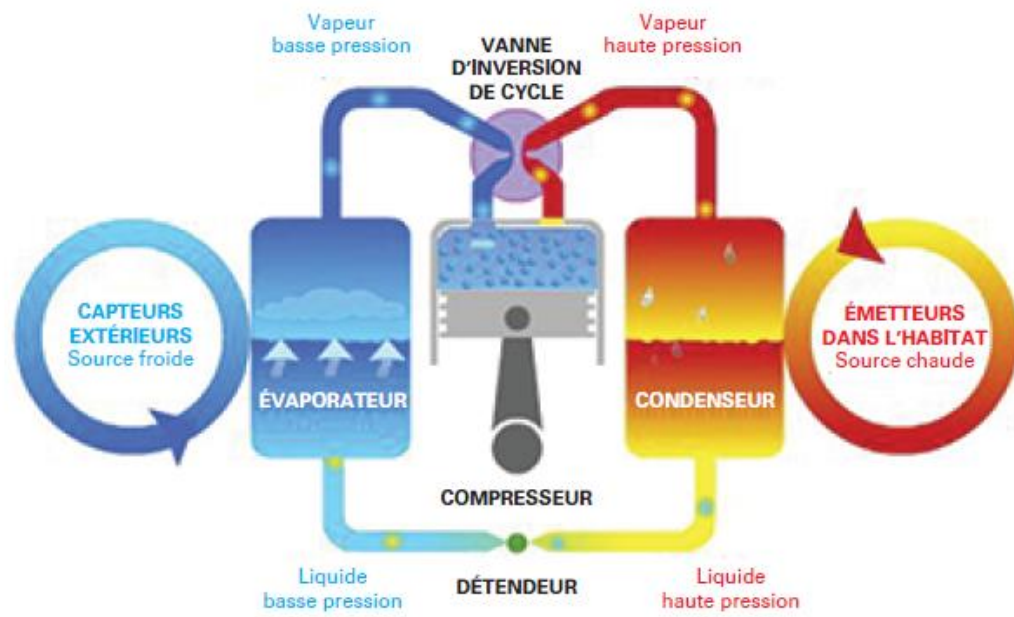


Figure V.2 :circuit frigorifique

### V.3 Vanne à quatre voies (Vannes d'inversion de cycle):

La vanne d'inversion du cycle est utilisée dans les machines réversibles et destinées à inverser le sens de circulation du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique, permettant ainsi de choisir la fonction chauffage ou refroidissement. Elle est positionnée à la sortie du compresseur, la figure V.3 montre son principe de fonctionnement.

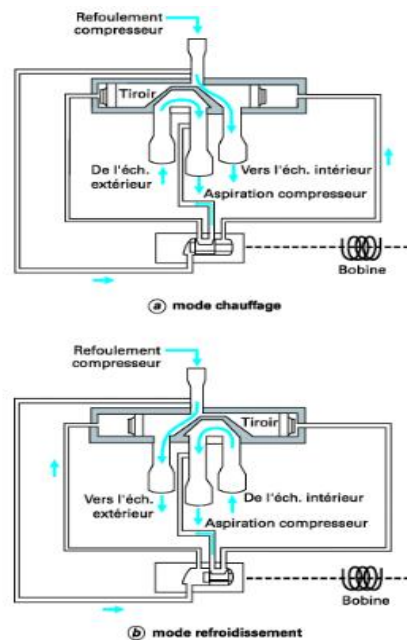


Figure V.3 : Principe de fonctionnement d'une vanne d'inversion de cycle [14]

### V.4 Les fluides frigorigènes :

#### Définition:

Un fluide frigorigène est une substance chimique qui évolue dans le circuit d'une machine frigorifique et qui, grâce à un phénomène endothermique, consistant en changement d'état faisant passer la substance de l'état liquide à l'état vapeur dans l'évaporateur, permet de produire du froid par retrait de chaleur. Celle-ci étant évacuée hors de la machine par un phénomène exothermique consistant en un changement d'état inverse du précédent, c'est-à-dire faisant passer la substance de l'état gazeux à l'état liquide dans le condenseur. [15]

### Classification :

Les fluides frigorigènes obéissent à une classification qui permet une désignation précise de chaque fluide. Cette classification est effectuée sur la base de critère différent suivant famille ou la sous famille de fluides considérés. [15]

Les fluides frigorigènes sont devisés en deux grandes familles qui sont:

#### 1. Composés inorganiques :

Les fluides de cette famille sont ceux de la série 700.

Exemples

- L'ammoniac (NH): R717.
- Le dioxyde de carbone (CO<sub>2</sub>): R744.

Où :

- R est le sigle du terme réfrigérant.
- Le 7 des centaines désigne la série 700.
- Les deux derniers chiffres indiquent la masse molaire du corps considéré, ce qui donne ainsi pour le dioxyde de carbone ( $M_{CO_2} = 44g/mol$ )

#### 2. Composés organiques :

Ces fluides frigorigènes sont des dérivés halogénés du méthane (CH<sub>4</sub>) et de l'éthane (C<sub>2</sub> H<sub>6</sub>).

On distingue trois sous familles :

##### A- Les corps purs :

Qui se regroupent en trois sous-groupes suivant leur composition chimique

##### a- Les CFC (chlorofluorocarbone):

Les molécules des CFC sont complètement halogénées comme par exemple le R12.

##### b- Les HCFC (hydro chlorofluorocarbone):

Il y a remplacement partiel des atomes de chlore par celles d'hydrogène comme par exemple le R22.

### c-Les HFC (hydrofluorocarbone) :

Il y a remplacement total des atomes de chlore par ceux d'hydrogène comme par exemple le R134a

Ces corps sont désignés par la lettre R suivie de trois chiffres, principe de **Redu**, dans laquelle le chiffre des centaines « c » représente le nombre d'atomes de carbone moins 1. Le chiffre des dizaines « d » représente le nombre d'atomes d'hydrogène plus 1 et le chiffre des unités « u » représente le nombre d'atomes de fluor.

Dans notre cas on a choisi le **R410a**

Le **R410a** est un réfrigérant qui peut remplacer le R22 dans le protocole de Montréal pour les applications de refroidissement positif (au-dessus de 0°C), comme les climatiseurs ou les sècheurs à air comprimé.

## V.5 Le coefficient de performance :

Dans le cas d'une PAC (réversible ou non), on ne peut pas parler de rendement, car la définition de ce dernier stipule qu'il doit être inférieur à 1. Cependant le « rendement » d'une PAC est supérieur à 1 donc on l'appelle coefficient de performance, souvent abrégé COP, Il correspond aux équations (V.1) et (V.2) :

Le coefficient de performance frigorifique : [12]

$$COP_f = \frac{\text{puissance frigorifique produite a source froide}}{\text{puissance consommée}} \quad (V.1)$$

Le coefficient de performance calorifique :

$$COP_c = \frac{\text{puissance thermique dégagé au puits chaud}}{\text{puissance consommée}} \quad (V.2)$$

## V.6 Type de refroidissement sur le condenseur :

Le condenseur en question s'agit d'un échangeur de chaleur, il permet le transfert de chaleur par conduction et par convection entre deux fluides, en mode chauffage il est utilisé pour chauffer l'eau du circuit. Dans la pompe à chaleur réversible lors de l'inversion du cycle, pour les besoin de climatisation, le condenseur dégage la chaleur vers l'air extérieur.

### V.6.1 En mode chauffage :

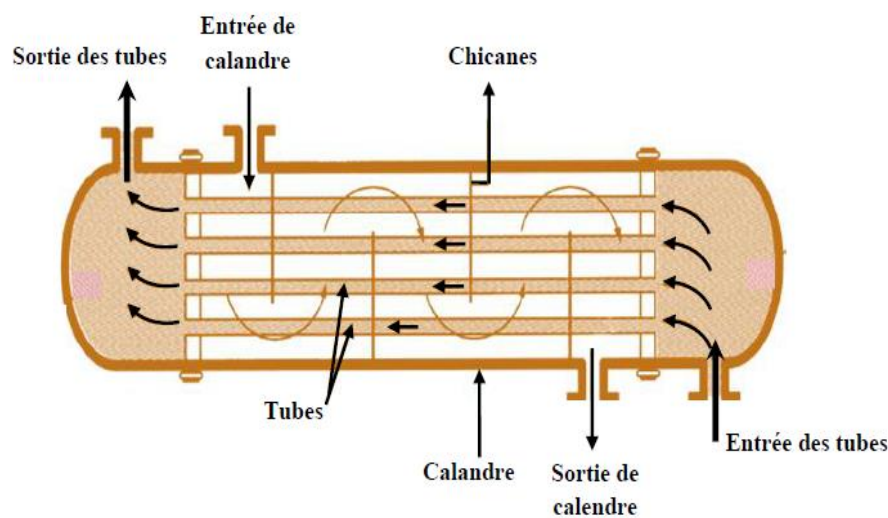
Dans ce cas, pour un meilleur échange thermique entre le fluide frigorigène et l'eau, on aura

besoin d'un échangeur de chaleur très efficace, pour cela dans les groupes d'eau glacée on utilise un échangeur de type à tubes et calandre.

- **Echangeur a tubes et calandre :**

Les échangeurs de chaleur à tube et calandre consistent en une quantité de tubes insérés dans un réservoir de plus grande dimension. Un fluide circule dans l'enveloppe tandis que l'autre dans les tubes avec un courant croisé.

La figure V.4 illustre le principe d'un échangeur de chaleur à tube et calandre. Il existe de nombreuses autres configurations possibles selon le besoin de transfert de chaleur.



*Figure V.4 : principe d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre [16]*

### V.6.2 En mode climatisation :

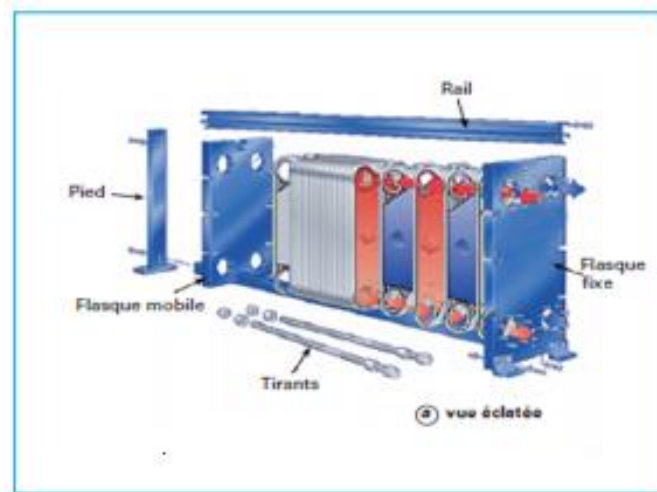
Dans ce cas, le transfert de chaleur se fait du fluide frigorigène vers l'air extérieur à travers un échangeur de chaleur dit à plaque et joints.

- **Echangeur de chaleur a plaque et joints :**

Ce type d'échangeurs utilisés avec des fluides frigorigènes sont spécifiques, ils permettent un transfert de chaleur entre les fluides en double phase, condensation ou évaporation, Pour ce type d'applications, des échangeurs à plaques et joints, couramment appelés semi-soudés ont été développés. Ils sont constitués de paires de plaques soudées deux à deux, ces plaques ont une forme rectangulaire, L'étanchéité entre les paires de plaques est assurée par des joints.

Ce type d'échangeurs présentent plusieurs avantages tel que le transfert de chaleur élevé, la

facilité de démontages en cas de besoin d'entretien, possibilité de changement des plaque.



*Figure V.5 : échangeur a plaque et joints [17]*

### **V.7 Caractéristiques de la pompe à chaleur installé :**

Les caractéristiques de la pompe à chaleur installé sont fournies par le constructeur, ils sont représentés dans le tableau suivant : [18]

<b>NX-N / K</b>			<b>0904P</b>
Alimentation électrique		V/ph/Hz	400/3/50
<b>PERFORMANCES</b>			
<b>REFRIGERATION (GROSS VALUE)</b>			
Puissance frigorifique	(1)	kW	245
Puissance absorbée totale	(1)	kW	88,8
EER	(1)	kW/kW	2,76
CERDIFIED ESEER	(1)	kW/kW	3,95
<b>REFRIGERATION (EN14511 VALUE)</b>			
Puissance frigorifique	(1)(2)	kW	244
EER	(1)(2)		2,72
CERDIFIED ESEER	(1)(2)	kW/kW	3,77
Classe EUROVENT			C
<b>CHAUFFAGE (GROSS VALUE)</b>			
Puissance thermique	(3)	kW	271
Puissance absorbée totale	(3)	kW	89,2
COP	(3)	kW/kW	3,04
<b>REFRIGERATION (EN14511 VALUE)</b>			
Puissance thermique	(3)(2)	kW	273
COP	(3)(2)	kW/kW	3,01
Classe EUROVENT			B
<b>ECHANGEURS</b>			
<b>ECHANGEUR DISPOSITIF EN REFRIGERATION</b>			
Débit	(1)	m <sup>3</sup> /h	42,2
Perte de charge	(1)	kPa	49,2
<b>ÉCHANGEUR DISPOSITIF EN CHAUFFAGE</b>			
Débit	(3)	m <sup>3</sup> /h	47,1
Perte de charge	(3)	kPa	61,3
<b>COMPRESSEURS</b>			
N. compresseurs		N°	4
N. circuits		N°	2
<b>NIVEAUX SONORES</b>			
Pression sonore	(4)	dB(A)	74
Puissance sonore	(5)	dB(A)	94
<b>DIMENSIONS ET POIDS</b>			
Poids en marche	(6)	kg	2360
A	(6)	mm	4110
B	(6)	mm	2220
H	(6)	mm	2150

*Figure V.6 : caractéristiques de la pompe à chaleur installé*

- A : la longueur
- B : la largeur
- H : la hauteur

# **VI. Chapitre**

**:choix et calcul des  
unités terminales  
en fonction de leurs  
emplacement**

### VI.1 Unités intérieure :

#### VI.1.1 Les ventilo-convecteurs :

Un ventilo-convecteur est une unité terminale de conditionnement d'air destinée à refroidir ou réchauffer l'air dans un local au moyen d'un échangeur de chaleur appelé batterie à ailette d'eau glacée ou d'eau chaude.

Ce type d'appareils terminaux est souvent utilisé dans les bâtiments à usage de bureaux, ils assurent les fonctions suivantes :

- le refroidissement,
- le chauffage,
- la filtration.

#### VI.1.2 Différents types de ventilo-convecteurs :

- **ventilo-convecteurs 2 tubes.**

Ils ne comportent qu'une seule batterie. Cette batterie peut être alimentée en eau glacée en été et en eau chaude l'hiver.

- **ventilo-convecteurs 3 tubes :**

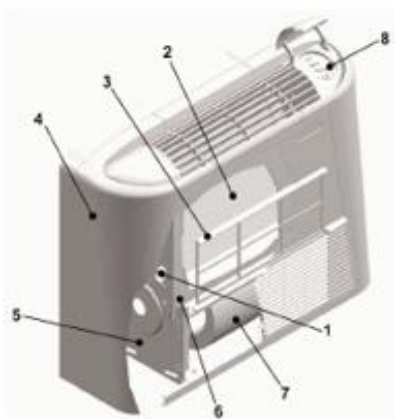
Ils comportent alors 2 batteries, l'une est alimentée en eau glacée et l'autre en eau chaude, le retour des 2 batteries étant commun. Cette possibilité est peu utilisée actuellement, elle est en effet peu intéressante sur le plan énergétique.

- **ventilo-convecteurs 4 tubes.**

Ils comportent 2 batteries, chacune comportant sa vanne de régulation.

#### VI.1.3 Les principaux composants d'un ventilo-convecteur :

1. Raccordements hydrauliques
2. Emplacements batteries
3. Filtres
4. Carrosserie
5. Châssis
6. Bac récupération condensat
7. Moteur et sa turbine (moto-ventilateurs)
8. Commande M/A, inversion été/hiver, thermostat, vitesses de ventilation



*Figure VI.1: Les principaux composants d'un ventilo-convecteur [19]*

Les ventilo convecteur existent sous différents modèles :

- **Ventilo-convecteur individuel :**

Conçu pour le chauffage et le refroidissement, ils adaptent à tout type d'installation que ce soit des bureaux, des chambres d'hôtel, des magasins ou des maisons individuelles.



*Figure VI.2: exemple de ventilo-convecteur individuel [19]*

- **Cassette :**

Les ventilo-convecteurs cassettes offrent une solution moderne pour de nombreuses applications commerciales. Elles conviennent particulièrement aux grands bureaux, aux magasins, aux restaurants, au hall d'accueil des hôtels, aux foyers d'accueil des hôtels, aux salles de réunions, aux banques, aux laboratoires et aux salles d'expositions.

- Facilité d'installation
- Diffusion centralisée
- Basse consommation énergétique
- Confort optimisé
- Esthétiquement intégrées en faux-plafond
- Fonctionnement silencieux



*Figure VI.3 : exemple de ventilo-convecteur de type cassette [19]*

- **Mural :**

Un ventilo-convecteur mural permet une utilisation dans tout environnement, il présente les avantages suivants :

- Facilité d'installation
- Moderne et design
- Basse consommation énergétique
- Bas niveau sonore



*Figure VI.4: exemple d'unité antérieure de type Mural [19]*

### VI.2 Système de régulation adopté :

La régulation se fait au niveau du ventilo-convecteur et cela par réglage de la consigne, la température de l'ambiance est capté par un capteur ou sonde de température intégré avec le ventilo-convecteur, cette dernière est comparé à la consigne, une fois la consigne atteinte, on trouve deux méthode plus utilisées :

#### 1. Arrêt sur ventilation :

Cette méthode est plus simple, lorsque la température de consigne est atteinte, le ventilateur s'arrête, mais le confort thermique n'est pas assuré.

#### 2. Régulation par électrovanne :

La régulation par vanne est plus utilisée car elle assure un meilleur confort, une fois la température de l'ambiance est arrivée à la consigne, un signal est donné à une électrovanne, et cette dernière se ferme, mais le ventilateur continue de tourner pour circuler l'air contenu dans le locale.

### VI.3 Le bilan de puissance électrique :

Pour toute installation de climatisation il faut établir un bilan de puissance électrique, pour savoir la puissance qu'il faut fournir. Pour faire, on procède de la manière suivante :

- Connaître la puissance absorbé de chaque ventilo-convecteur, cette dernière est donnée par le constructeur dans la fiche technique
- Connaître la puissance absorbée par la pompe à chaleur, elle est aussi donnée par le constructeur.

Pour notre cas, les détails et les résultats de calcule sont données dans le tableau.

## CHAPITRE VI : choix et calcul des unités terminaux en fonction de leurs emplacements

bilan de puissance électrique absorbé							
RDC							
type de V-CVNC installé [W]	3000	4000	7000	11000	total RDC		
Puissance absorbé par unité [w]	49	56	114	224	662		
Nombre	2	2	2	1			
<b>Total</b>	<b>98</b>	<b>112</b>	<b>228</b>	<b>224</b>			
1 <sup>er</sup> étage							
type de V-CVNC installé [W]	2000	2500	3000	3500	7000	total	
Puissance absorbé par unité [w]	37	37	49	49	114	646	
Nombre	2	4	2	2	2		
<b>Total</b>	<b>74</b>	<b>148</b>	<b>98</b>	<b>98</b>	<b>228</b>		
2 <sup>ème</sup> étage							
type de V-CVNC installé [W]	2000	2500	3000	3500	4000	7000	total
Puissance absorbé par unité [w]	37	37	49	49	56	114	647
Nombre	1	2	2	2	2	2	
<b>Total</b>	<b>37</b>	<b>74</b>	<b>98</b>	<b>98</b>	<b>112</b>	<b>228</b>	
3 <sup>ème</sup> étage							
type de V-CVNC installé [W]	2000	2500	3000	3500	4000	7000	total
Puissance absorbé par unité [w]	37	37	49	49	56	129	529
Nombre	1	3	2	2	1	1	
<b>Total</b>	<b>37</b>	<b>111</b>	<b>98</b>	<b>98</b>	<b>56</b>	<b>129</b>	
4 <sup>ème</sup> étage							
type de V-CVNC installé [W]	2500	3500	4000	5000	6500	7000	total
Puissance absorbé [w]	37	49	56	74	129	129	665
Nombre	2	3	2	1	1	1	
<b>Total</b>	<b>74</b>	<b>147</b>	<b>112</b>	<b>74</b>	<b>129</b>	<b>129</b>	
la pompe à chaleur							
Puissance absorbé [w]	88800						
<b>TOTAL Générale [W]</b>	<b>91949</b>						

*Tableau VI : Les résultats de calcul du bilan de puissance électrique*

# Conclusion générale

Pour avoir un meilleur confort thermique, il est nécessaire de prévoir une installation de climatisation adéquate pour couvrir les charges thermique et garantir des conditions de travail à l'intérieur des locaux. Pour tout projet de ce type il faut rassembler plusieurs informations.

En premier lieu on retient l'immeuble à étudier avec son plan architectural, ce qui permet de connaître les types de matériaux de construction utilisées et leurs dimensions, la situation géographique et la zone climatique, ainsi on définit les conditions de base pour procéder au calcul du bilan thermique estival afin de savoir la puissance à installer pour chaque local.

En deuxième lieu on a procédé au dimensionnement de l'installation (tuyauterie, pertes de charges, bouteille de découplage) et au choix de l'équipement adéquat. Pour ce faire, on a fait appel aux documents techniques réglementaires du ministère de l'habitat et à l'outil Excel dans l'établissement du bilan thermique.

On a ainsi utilisé le logiciel professionnel (Autocad) pour la mise en plan de notre système (tuyauterie, les ventilo-convecteurs, les diffuseurs, la pompe à chaleur).

Enfin on a dressé un tableau récapitulatif indiquant les puissances électriques absorbées par chaque niveau de l'immeuble, ce qui a donné une puissance totale de 91949 W.

# Bibliographie

- [1] Abcclim.
- [2] RECKNAGEL, SPRENGER et HONMANN « Manuel pratique du génie climatique », PYC Edition, deuxième édition, 1986.
- [3] Document Technique Règlementaire C 3.2
- [4] Document Technique Règlementaire C 3.4
- [5] [Technique de l'ingénieur ref : TBA2735. 01 mars 2008]
- [6] Michel Carlier (1998) Hydraulique générale et appliquée : Editeur(s) Eyrolles, EDF. Direction des études et recherches d'Electricité de France (EDF)
- [7] I Paraschivoiu, M prud'homme, L Robillard, P Vasseur, mécanique des fluides.
- [8] Roger Oziaux, Jean Perrier, mécanique des fluides appliqué 3<sup>ème</sup> édition.
- [9] J.Desmons, Génie Climatique, 2<sup>ème</sup> édition
- [10] J CAILLET, Thèse Doctorat ParisTech, 7 Décembre 2010
- [11] J. BERNIER chauffage (et rafraichissement) par pompe à chaleur, Edition PYC livre 2007
- [12] Maxime DUMINIL, Jean-Pierre DOMBLIDES technique de l'ingénieur Réf : BE9730 v1.
- [13] André BERGNER, technique de l'ingénieur, Réf. : TBA2770 V2, 10 septembre 2017.
- [14] Éric AUZENET, Michel CLERC-RENAUD, technique de l'ingénieur, Réf : BE9620v1
- [15] P. ZOTT, J.-M. LARRE, A. MERLET et L. PICAU « Mémotech Génie Energétique », Editions Castella, troisième édition, 2003.
- [16] bergman T L, Lavine A S, incropera F P, Dewitt D P, 2011 Fundamentals of heat and mass transfer, 7<sup>ème</sup> édition, John Wiley et Son, Ins
- [17] Z MINVIELLE, PCLÉMENT, P MARTY, C ROUSSEL, technique de l'ingénieur BE 9516, 10 Janvier 2014.

# Annexes

## Classification thermique été des communes d'Algérie

Les zones climatiques considérées pour la période estivale des communes d'Algérie sont les suivantes :

- La zone A comprend le rivage de la mer et parfois le versant Nord des chaînes côtières;
- La zone B comprend la plaine derrière le rivage de la mer et les vallées entre les chaînes côtières et l'atlas tellien ; au sein de cette zone, on distingue une sous zone B' qui comprend la vallée du Chlef;
- La zone C comprend les hauts-Plateaux compris entre l'atlas tellien et l'atlas Saharien;
- La zone D1 comprend le Nord du Sahara, et le Sahara central;
- La zone D2 comprend principalement la wilaya d'Adrar;
- La zone D3 comprend principalement le Tassili et leHoggar.

## Zonageclimatique

Le zonage climatique est donné dans le tableau ci-après.

## Annexes A

Wilaya	Communes	Zone
01 ADRAR	<b>Groupe de communes 1 :</b> Ksar Kaddour - OuledAissa - OuledSaid - Talmine - Timimoun - Tinerkouk <b>Autres communes.</b>	D1 D2
02 CHLEF	<b>Groupe de communes 1 :</b> Beni Haoua - Dahra - El Marsa - Moussadek - Sidi Abderrahmane - Talassa - Taougrite - Tenes Oued Guoussine. <b>Groupe de communes 2 :</b> Abou El Hassan - Benaira - Breira - Bouzghaira - Sidi Akkacha - Tadjena - Zeboudja. <b>Autres communes.</b>	A B B'
03 LAGHOUAT	<b>Groupe de communes 1 :</b> Ain Medhi - El Assafia - El Haouita - HassiDelaa -HassiR'Mel - Kheneg - Ksar El Hirane - Laghouat - Mekhareg - Tadjrouna. <b>Autres communes.</b>	D1 C

## Annexes

04 OUM EL- BOUAGHI	Toutes les communes	C
05  BATNA	<p><b>Groupe de communes 1 :</b> Ain Touta - Arris - Barika - Bitam - Boumagueur</p> <p>- Bouzina - Chir - Djeddar - Ghassira - Gosbat - Hidoussa - Ichmoul - Inoughissen - Kimmel - Lemsane - Maafa - M'Doukal - Mena - Merouana</p> <p>- Metkaouak - N'Gaous - OuledAmmar - OuledAouf - Ouled Si Slimane - Ras El Aioun - Sefiane - Seggana - Taxlent - Teniet El Abed - Tighanimine</p> <p>- Tigherghar - Tilatou - T'Koutt</p> <p><b>Autres communes.</b></p>	D1 C
06  BEJAIA	<p><b>Groupe de communes 1 :</b> Adekar - Aokas - Bejaia - BeniKsila - Boukhelfa - Hamza - Melbou - Souk El Tenine - Tala - TaourirtIghilTichi - Toudja - OuedGhir.</p> <p><b>Groupe de communes 2 :</b> Ighli Ali</p> <p><b>Autres communes.</b></p>	A C B
07  BISKRA	Toutes les communes	D1
08  BECHAR	Toutes les communes	D1
09  BLIDA	Toutes les communes	B
10  BOUIRA	<p><b>Groupe de communes 1 :</b> Aghbalou - Ahl El Ksar - Aidane - Ain El Hadjar - AinLaloui - Ain Turk - Bechloul - BordjOkhriss - Bouira - Chorfa - Dirah - El Adjiba - El Asnam - El Hachimia - El Hakimia - HadjeraZerga - Haizer - Maamora - M'Chedallah - Mezdour - Oued El Berdi - OuledRached - Saharidj - Taghzout - Taguedit</p> <p><b>Autres communes.</b></p>	C B
11  TAMANRASSET	<p><b>Groupe de communes 1 :</b> Abalessa - In Amgueul - In Ghar - In Salah - Tin Zaouatine</p> <p><b>Autres communes.</b></p>	D2 D3

## Annexes

12 TEBESSA	<b>Groupe de communes 1 : Bir El Ater - El Mezeraa - El Oglâ El Malha - Ferkane - Negrine - Oum Ali - SafSaf El Ouesra - StahGuentis - Thlidjene</b> Autres communes.	D1 C
13 TLEMCEM	<b>Groupe de communes 1 : BeniRached - Dar Yaghmouracene - Ghazaouet - Honaine - Marsa Ben M'Hidi - MsirdaFouaga - Souahlia - Souk Thlata</b> <b>Groupe de communes 2 : AinGhoraba - AinTallout - Azails - BeniBahdel - BeniBoussaid - BeniSemiel - BeniSnouss - El Aricha - El Bouihi - El Gor - Sebdou - Sidi Djillali</b> Autres communes.	A C B
14 TIARET	<b>Groupe de communes 1 : Djillali Ben Amar - Ghertoufa - mechraaSafa - Meghila - Ouled Lila - Rahouia - Sebt</b> <b>Groupe de communes 2 : Sidi Ali Mellal - Tidda.</b> Autres communes.	B B' C
15 TIZI OUZOU	<b>Groupe de communes 1 : Aghrib - Ait Chaffa - Akerrou - AzzefounIflissen - Mizrana - Tigzirt - Zekri</b> Autres communes.	A B
16 ALGER	Toutes les communes	A
17 DJELFA	<b>Groupe de communes 1 : Amoura - Deldoul - Guettara - Oum El Adam - SebRahal - Selmana</b> Autres communes.	D1 C
18 JIJEL	<b>Groupe de communes 1 : Chekfa - El Aouana - El KennarNouchfi - Emir Abdelkader - Jijel - Kaous - KeirOuledAdjoul - MansouriaSidiAbdelaziz - Taher - Ziama</b> Autres communes.	A B
19 SETIF	<b>Groupe de communes 1 : Boutaleb - Hamma</b> <b>Groupe de communes 2 : AinArnat - AinAzal - AinLahdjar - AinOulmane - BeidhaBordj - bellaa - BeniHocine - Bir El Arch - Birhaddada- El Eulma - El Ouldja - Guellal - Guenzet - Guidjel - HammamEssokhna - Harbil - Ksar El Abtal - Mezloug - OuledSabor - Ouled Si Ahmed - OuledTebben - Rosfa - Salah Bey - Setif - Taya - Tella</b> Autres communes.	D1 C B

## Annexes

20 / SAIDA	Toutes les communes	C
21 SKIKDA	Groupe de communes 1 : AinZouit - Benazouz - Cheraia - Collo - DjendelSaadi Mohamed - El Hadaik - El Marsa - Fil Fila - HamadiKrouma - Kanoua - Kerker - KhenegMayoum - OuledAttia - Skikda - Tamalous - Zitouna Autres communes.	A B
22 SIDI BELABBES	Groupe de communes 1 : AinTidamine - BenachibaChelia - Bir El Hammam - Dhaya - El Haçaiba - Marhoum - Merine - Mezaoura - MoulySlissen - OuledSebaa - OuledSefioun - OuledTaourira - Ras El Ma - Redjem - Demouche - Sidi Ali Benyoub - SidiChaib - Taoudmout - Tassifour - Teghaliment - Telagh - Tenira Autres communes.	C B
23 ANNABA	Groupe de communes 1 : Annaba - Chetaibi - Ouled El Aneb - Seraidi Autres communes.	A B
24 GUELMA	Groupe de communes 1 : Tamloka Autres communes.	C B
25 CONSTANTINE	Groupe de communes 1 : Ain Smara - OuledRahmoune Autres communes.	C B
26 MEDEA	Groupe de communes 1 : Aissaouia - Baata - Benchicao - BeniSlimane - Bir Ben Laabed - Bouchrahil - Bouskene - DeuxBassins - Djouab - DraaEssamar - El Azizia - El Guelb El Kebir - El Hamdania - El Omaria - Khams Djouamaa - Medea - Meghraoua - mezzana - Mihoub - Ouamri - OuledHarbil - OuledBrahim - Ouzera - SidiErrabia - SidiNaamane - SidiZahar - Sedraia - Souaghi - Tablat - Tamesguida - Tizi Mehdi Groupe de communes 2 : Hannacha Autres communes.	B B' C
27 MOSTAGANEM	Groupe de communes 1 : OuledMaalah - Sidi Ali Groupe de communes 2 : Bouguirat - Ouled El Kheir - OuledSafsaf - Mansourah - Nekmaria - Sirat - Sour - Souafia - Tazghait - Touahria Autres communes.	B' B A

## Annexes

28 M'SILA	<b>Groupe de communes 1 : Ain El Hadjel - Beni Ilmane - BirFoda - BoutiSayah - DjebelMessad - El Hamel - El Houamed - HammamDhalaa - Maadid - Medjedel - Mena - Oultene - SidiAissa - SidiAmeur - SidiHadjeres - Slim - Tamount - Tamsa - Ouanougha Autres communes.</b>	C D1
29 MASCARA	<b>Groupe de communes 1 : Alafmia Groupe de communes 2 : Ain Ferah - Ouled El Abtal - Sidi Abdeldjabar- Sehalia Groupe de communes 3 : Aouf - Benian - Gharrous - M'Hamid - Mokhda - Nesmot - OuledTaria - Sidi Boussaid - Sidi Kada Autres communes.</b>	A B' C B
30 / OUARGLA	<b>Toutes les communes</b>	D1
31 ORAN	<b>Groupe de communes 1 : El Braya - El Karma - OuledTlelat - Tafraoui Autres communes.</b>	B A
32 EL BAYADH	<b>Groupe de communes 1 : Bousseghoum - Brezina - El Benoud - El Abiod Sidi Cheikh Autres communes.</b>	D1 C
33 ILLIZI	<b>Groupe de communes 1 : Deb Deb - In Amenas - Bordj Omar Driss Autres communes.</b>	D1 D3
34 BORDJ BOU ARRERIDJ	<b>Groupe de communes 1 : Ouled Sidi Brahim Autres communes.</b>	B C
35 BOUMERDES	<b>Groupe de communes 1 : Ammal - Beni Amrane - Bordj Menail - BouzegzaKeddar - Chabet El Ameur - El Kharouba - Isser - Larbatache - Khemis El Khechna - Naciria - Si Mustapha - Souk El Had - Timezrit Autres communes.</b>	B A
36 EL TARF	<b>Groupe de communes 1 : Ben M'Hidi - Berrihane - Echott - El Kala - Souarekh Autres communes.</b>	A B
37 / TINDOUF	<b>Toutes les communes</b>	D1

## Annexes

38 TISSEMSILT	<b>Groupe de communes 1 : Lazharia</b> <b>Groupe de communes 2 : Beni Lahcene - Bordj</b> <b>Bounaama - Boucaid - Larbaa</b> <b>- Lardjem - Maasem - Mellaab - Sidi Lantri - Sidi Slimane - Tamalaht</b> <b>Autres communes.</b>	B' B C
39 / EL OUED	<b>Toutes les communes</b>	D1
40 KHENCHELA	<b>Groupe de communes 1 : Babar - Bouhmama - Cherchar - Djellal - El Ouldja - Khirane - M'Sara</b> <b>Autres communes.</b>	D1 C
41 SOUK AHRES	<b>Groupe de communes 1 : AinZana - Haddada - Hanancha - Khedara - Mechroha - Merahna - OuledDriss - OuledMoumen - Quillen - SidiFredj - Souk Ahras - Taoura - Zaarouria</b> <b>Autres communes.</b>	B C
42 TIPAZA	<b>Groupe de communes 1 : Ahmer El Ain - Attatba - Bourkika - Menaceur - Meurad</b> <b>Autres communes.</b>	B A
43 MILA	<b>Groupe de communes 1 : AinMellouk - Benyahia - Abderrahmane - Chelghoum Laid - El Mechira - OuedAthmania - OuedKhalouf - OuedSeguen - Tadjenanet - Telerghma</b> <b>Autres communes.</b>	C B
44 AIN DEFLA	<b>Groupe de communes 1 : AinLechiakh - OuedDjemaa - Tarik IbnZiad - Groupe de communes 2 : AinBenian - AinTorki - Arib - Bathia - Belaas - Ben Allah - Boumedfaa - El Hassania - HammamRigha - Hoceinia - Miliana - TachetaZougagha</b> <b>Autres communes.</b>	C B B'
45 NAAMA	<b>Groupe de communes 1 : Asla - DjenienBourezg - Morhar</b> <b>Autres communes.</b>	D1 C
46 AIN TEMOUCHENT	<b>Groupe de communes 1 : Aghlal - Ain Kihal - Ain El Arbaa - Ain Temouchent</b> <b>- Aoubellil - Chaabet El Ham - Chentouf - Hammam Bouhdjar - Hassasna - ouledBerkeche - Ouled Sabah</b> <b>- Sidi Boumediane - Tamzoura</b> <b>Autres communes.</b>	B A

## Annexes

47 / GHARDAIA	<b>Toutes les communes</b>	D1
48 RELIZANE	<b>Groupe de communes 1 : Beni Zentis - Kalaa - Mediouna - Mendes - Sidi M'Hamed Benali - Sidi saada - Yellel Autres communes.</b>	B B'