

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE MINISTERE
DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

UNIVERSITE MOULOUD MAMMERI – TIZI OUZOU

FACULTE DU GENIE DE LA CONSTRUCTION

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



**Mémoire présenté pour l'obtention
Du diplôme de Master Académique
Spécialité : Energétique**

Thème :

**Etudes et schématisation du réseau de climatisation d'un hôpital à
64 lits dans la wilaya de Chlef**

Encadré par :

Mr . BOUDAOU D Salah
Enseignant ;UMMTO

Réalisé par :

BOURRAI kaissa
TAGNITHAMMOU Tarik

Promotion 2020/2021

Remerciements

Au terme de notre mémoire, nous tenons à saisir cette occasion et adresser nos sincères remerciements et nos profondes reconnaissances aux :

Responsables et aux enseignants ainsi tout le personnels de notre département, qui par leur aide, on a pu suivre notre cursus universitaire dans de bonnes conditions et accomplir notre travail de recherche, en particulier à Mr H. Beltagy pour tout son aide.

Nos vifs remerciements de gratitude vont également aux membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre mémoire de fin d'étude en acceptant d'examiner notre travail et de l'enrichir par leurs propositions.

A nos ami(e)s, nos collègues qui par leur encouragement, on a pu surmonter tous les obstacles, et on a travaillé dans une ambiance enrichissante.

Nous tenons à remercier nos familles et toute personne qui à contribuer de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

Dédicace

Je dédie ce travail à tous ceux qui me sont chers :

*Plus particulièrement à ma chère mère, Je ne peux pas
décrire avec des mots ce qu'elle représente pour moi. Merci
d'avoir toujours été là pour moi*

A mon père, lui qui m'a toujours soutenu

*A ma chère sœur Lynda et frère Ghiles, pour leur patience,
soutiens*

A mon binôme Kaïssa pour cette belle expérience.

A ma chère cousine et meilleure amie Thileli.

*A mes meilleurs ami-e-s, Merci pour les très bon moments
que nous avons partagé ensemble, je vous aime toutes et
tous.*

A tous ceux qui m'ont soutenu et qui me soutien encore.

DEDICACES

*Je dédie ce travail à mes chers parents pour leur amour,
encouragements et leurs sacrifices, à ma sœur Amel*

Et mon frère Lyes.

*A tous mes amis avec qui j'ai partagé les meilleurs moments
de ma vie à Lydia, Asma, Hanen, Tina, Farid, Kahina,
Soraya, Imane, momo, Nadir et Moh arezki*

Merci d'être toujours là pour moi

*A mon binôme Tarik avec qui j'avais l'honneur de
travailler, et à tous ceux qui ont contribué à la réussite de
ce projet.*

Nomenclature

Symbole	Signification	Unité
T_o	la température opératoire	$^{\circ}\text{C}$
T_a	Température moyenne de l'air	$^{\circ}\text{C}$
\bar{T}_r	Température moyenne radiante	$^{\circ}\text{C}$
Φ	Flux de chaleur	W
λ	Conductivité thermique	$\text{W m}^{-1} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$
S	la surface	m^2
h	Coefficient de transfert de chaleur	$\text{W m}^{-2} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$
σ	Constante de Stefan Boltzman	$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-4}$
$TS_{b,e}$	la température sèche de base	$^{\circ}\text{C}$
$HS_{b,e}$	l'humidité spécifique de base	$g_{\text{vap}}/Kg_{\text{as}}$
E_b	l'écart diurne de base	$^{\circ}\text{C}$
TS_m	Température moyenne	$^{\circ}\text{C}$
EAT	Ecart annuelle	$^{\circ}\text{C}$
TS_e	La température sèche de l'air extérieur	$^{\circ}\text{C}$
C_{ts}	coefficient correcteur	-
$TS_{b,i}$	température sèche de base de l'air intérieur	$^{\circ}\text{C}$
$HR_{b,i}$	l'humidité relative de base de l'air intérieur	%
K	coefficient de transmission	$\text{W}/\text{m}^2. \text{ }^{\circ}\text{C}$
R_{si}	résistance thermique superficielle de la paroi interne	$\text{m}^2.\text{c}/\text{W}$
R_{se}	résistance thermique superficielle de la paroi extérieure	$\text{m}^2.\text{c}/\text{W}$
R	La résistance thermique	$\text{m}^2.\text{c}/\text{W}$
K_{wn}	le coefficient K du vitrage nu	$\text{W}/\text{m}^2. \text{ }^{\circ}\text{C}$
r_v	la résistance supplémentaire des voilages éventuels	$\text{m}^2. \text{ }^{\circ}\text{C}/\text{W}$
r_{rid}	la résistance supplémentaire des rideaux éventuels	$\text{m}^2. \text{ }^{\circ}\text{C}/\text{W}$
r_{occ}	la résistance supplémentaire des occultations	$\text{m}^2. \text{ }^{\circ}\text{C}/\text{W}$
e_{occ}	l'épaisseur de l'occultation	m
Δt_e	Différence équivalente de température	$^{\circ}\text{C}$
$C\Delta t_e$	Facteur de correction	$^{\circ}\text{C}$

α	Facteur d'absorption de la paroi	-
I_{t_b}	Rayonnement total de base	W/m^2
$I_{t_b(40^\circ)}$	Rayonnement total de base à la latitude 40°	W/m^2
M	la masse rapporté à la surface de plancher	kg/m^2
ρ_{moy}	Masse volumique moyenne	kg/m^3
V	le volume	m^3
APO	Apports calorifiques à travers les parois opaques	W
ΔT_{Inc}	Ecart de température entre espace non conditionné et local climatisé	$^\circ C$
S_{app}	surface de la zone d'apport	M^2
AVT	les gains dus au gradient de température à travers les parois vitrées	W
AVE	les gains dus au rayonnement solaire à travers les Parois vitrées	W
S_{ouv}	Surface de l'ouverture de la paroi opaque	M^2
SV_{ens}	la surface vitrée ensoleillée	M^2
I_t	le rayonnement total maximal réel	W/m^2
I_d	le rayonnement diffus maximal réel	W/m^2
F_s	le facteur solaire du vitrage	-
N_{pvi}	Coefficient d'amortissement relatif aux gains par ensoleillement à travers une paroi vitrée extérieure	-
ϕ	azimut solaire	degré
φ	azimut de la paroi	degré
L	la latitude	degré
ϑ	la déclinaison solaire	degré
ω	l'angle horaire	degré
β	la hauteur du soleil	degré
H	hauteur du vitrage	m
$A_{is,j}$	la partie sensible de l'apport interne j	W
$A_{l,j}$	la partie latente de l'apport interne j	W
C_{s_j}	le coefficient de simultanéité relatif à l'apport interne j	-

$N_{Al,j}$	le coefficient d'amortissement relatif à l'apport interne j	-
Q_s	Les gains sensibles dus aux occupants	W
n	nombre d'occupants	-
C_s	chaleur sensible des occupants	W
C_l	chaleur latente des occupants	W
Wn	la puissance nominale de l'ampoule ou du tube fluorescent	W
AINF	Apports de chaleur par introduction d'air extérieur	W
QV_{inf}	le débit du aux infiltrations	m ³ /h
A_{ref}	les apports calorifiques de référence	W
$A_{ref,ph}$	les apports calorifiques de référence à travers les parois opaques horizontale	W
$A_{ref,pv}$	les apports calorifiques de référence à travers les parois opaques verticales.	W
$A_{ref,pvi}$	les apports calorifiques de référence à travers les parois vitrées	W
a	coefficient lié à la nature de la construction et fonction de la zone Climatique	W/m ² . °C
$\Delta T_{S_{ref}}$	la différence de température de référence pour les parois horizontales	°C
$\Delta T_{S_{ref,pv}}$	la différence de température de référence pour la paroi opaque verticale	°C
AVE_{ref}	les apports de référence dus à l'ensoleillement	W
AVT_{ref}	les apports de référence par transmission	W
FS_{ref}	acteur solaire de référence	-
e	un coefficient relatif à la nature des locaux	W/m ² . °C
v_{exp}	Volume d'expansion	l
p_g	Pression effective de gonflage correspondant à la hauteur statique	bar
p_f	Pression d'ouverture de la soupape	bar
Q_p	Débit	m ³ /h
V_b	Vitesse dans la bouteille	m/s
D_b	Diamètre nominale de la bouteille	mm

Pf	puissance frigorifique	KW
Qv	débit d'eau dans les conduites d'eau	l/s
Re	Nombre de Reynolds	-
D _{nor}	diamètre normalisé	mm
λ	facteur de perte de charge	-
K	rugosité du tube	m
D	diamètre intérieur du tube	m
J	Perte de charge par mètre	m
P _{dcsing}	les pertes de charges singulières	mce
g	force de gravité	m ² /s
K _v	Coefficient caractéristique hydraulique	-
λ	le coefficient de perte de charge	-
P _{dcl}	les Perte de charge linaire	mce

Liste des tableaux

Chapitre I : Généralité

Tableau I. 1: taux métabolique par activité	4
Tableau I. 2: type de vêtement et son isolation en clo	5

Chapitre II : présentation du projet et calculs préliminaire

Tableau II.1 zones climatiques de l'hôpital	23
Tableau II.2 les conditions de base extérieure	27
Tableau II.3 les valeurs de Cts et Eb de l'hôpital.....	28
Tableau II.4 conditions de base intérieure	28
Tableau II.5 exemple d'un mur extérieur	32

Chapitre III : Etablissement du bilan thermique été

Tableau III.1 valeur de Δt_e pour les différentes orientations de l'hôpital.....	37
Tableau III. 2 valeur de Δt_e pour les différentes orientations de l'hôpital (suite).	38
Tableau III.3 valeur de c_{inc} et de ΔT_{inc} de l'hôpital.....	39
Tableau III.4 les apports par transmission du bureau anesthésie	47
Tableau III.5 les apports par ensoleillement du bureau anesthésie	47
Tableau III. 6 Apport interne et Apports de chaleur par introduction d'air extérieur du bureau anesthésie	48
Tableau III.7 Résultat global des apports	48

Chapitre IV : dimensionnement du réseau hydraulique

Tableau IV. 1 caractéristiques des tubes en acier noir	51
Tableau IV. 2 calcul de coefficient de perte de charge.....	53
Tableau IV. 3 Coefficient de perte de charge singulière	55
Tableau IV. 4 Coefficient de perte de charge singulière	56
Tableau IV. 5 les pertes de charge effectuée pour la première colonne de l'installation	57
Tableau IV. 6 les pertes de charge effectuée pour la première colonne de l'installation (suite).	58
Tableau IV. 7 Caractéristiques des vannes en acier noir	59

Chapitre V : choix des équipements et régulation

Tableau V.1 caractéristique de l'acier noir	61
---	----

Tableau V.2 caractéristique de la pompe.....	65
Tableau V.3 caractéristique de la pompe.....	66
Tableau V.4 caractéristique de la pompe.....	68
Tableau V.5 caractéristique de la pompe.....	70
Tableau V.6 caractéristique de la pompe.....	72
Tableau V.7 résultat de calcul de la bouteille hydraulique pour la première colonne	74
Tableau V.8 résultat de calcul de la bouteille hydraulique pour la deuxième colonne	74
Tableau V.9 résultat de calcul de la bouteille hydraulique pour la troisième colonne.....	75
Tableau V.10 résultat de calcul de la bouteille hydraulique pour la quatrième colonne.....	75
Tableau V.11 résultat de calcul de la bouteille hydraulique pour la cinquième colonne	75
Tableau V.12 type et paramètre de fonctionnement des cassettes (sous-sol)	76
Tableau V.13 type et paramètre de fonctionnement des cassettes (RDC).....	77
Tableau V.14 type et paramètre de fonctionnement des cassettes (1er étage).....	78
Tableau V.15 type et paramètre de fonctionnement des cassettes (2eme étage)	79
Tableau V.16 type et paramètre de fonctionnement des cassettes (3eme étage)	80
Tableau V.17 type et paramètre de fonctionnement de l'ATMOSPHERA 42 EM (sous-sol ..	82
Tableau V.18 type et paramètre de fonctionnement de l'ATMOSPHERA 42 EM (RDC).....	82
Tableau V.19 type et paramètre de fonctionnement de l'ATMOSPHERA 42 EM	83
Tableau V.20 type et paramètre de fonctionnement de l'ATMOSPHERA 42 EM	84
Tableau V.21 type et paramètre de fonctionnement de l'ATMOSPHERA 42 EM	85

LISTE DES FIGURES

Chapitre I : Généralité

Figure I. 1: Isolation typique des vêtements selon la température extérieure à 6 h	5
Figure I. 2 : Zone de confort en fonction de la température opératoire et de l'humidité	7
Figure I. 3: schéma de Système à un seul conduit et à débit d'air constant	9
Figure I. 4: schéma d'une installation a un seul conduit et un débit variable	10
Figure I. 5: installation air-eau a éjecto-convecteur et a deux tuyaux	12
Figure I. 6 : Schéma de principe d'un ventilo-convecteur monté en allège	14
Figure I. 7 : Exemple de ventilo-convecteur monté en faux plafond	14
Figure I. 8: Refroidissement par détente directe	15
Figure I. 9 : cycle de refroidissement par une détente indirect	16
Figure I. 10 Représentation d'un système de climatisation VRV	17
Figure I. 11 Cycle de fonctionnement de la climatisation a gaz naturel	18
Figure I. 12 Schéma du transfert de chaleur par conduction	20
Figure I. 13 Schéma du transfert de chaleur par convection.....	21
Figure I. 14 Schéma descriptif des différents modes d'échanges thermiques dans l'enveloppe habitable.....	22

Chapitre II : présentation du projet et calculs préliminaire

Figure II. 1 plan de sous-sol.....	24
Figure II.2 plan de RDC	24
Figure II. 3 plan de 1er étage	25
Figure II. 4 plan de 2ème étage.....	25
Figure II.5 plan de 3ème étage.....	26
Figure II.6 plan de toiture	26
Figure II.7 Principe de calcul de la résistance thermique d'échange superficiel.....	30
Figure II. 8 la résistance thermique d'une lame d'air.....	31
Figure II.9 exemple d'un mur extérieur.....	32

Chapitre III : Etablissement du bilan thermique été

Figure III.1 Représentation les paramètres associés à la position du soleil.....	42
Figure III.2 ombre produite par un retrait.....	43
Figure III.3 Ombre produite par une saillie horizontale.....	43

Chapitre IV : dimensionnement du réseau hydraulique

Figure IV. 1 coefficient de perte de charges	52
--	----

Chapitre V : choix des équipements et régulation

Figure V.1 tuyaux en acier noir.....	62
Figure V.2 vase d'expansion SALMSON 4086384	63
Figure V.3 la pompe utilisée pour la première colonne	64
Figure V.4 point de fonctionnement de la pompe et courbe de réseau.	65
Figure V.5 la pompe utilisée pour la deuxième colonne	66
Figure V.6 point de fonctionnement de la pompe et courbe de réseau.	67
Figure V.7 caractéristique de la pompe utilisée pour la troisième colonne	67
Figure V.8 point de fonctionnement de la pompe et courbe de réseau	69
Figure V.9 caractéristique de la pompe utilisée pour la quatrième colonne	69
Figure V.10 point de fonctionnement de la pompe et courbe de réseau	71
Figure V.11 caractéristique de la pompe utilisée pour la cinquième colonne	71
Figure V.12 point de fonctionnement de la pompe et courbe de réseau	73
Figure V.13 Bouteille de découplage dimensionnée selon la règle des « 3D »	74
Figure V.14 cassettes eau glacée alpine 42GW	76
Figure V.15 l'ATMOSPHERA 42EM	81
Figure V.16 Symbole d'une vanne de régulation à trois voies	89
Figure V.17 Variation de débit par une vanne à trois voies montée en « décharge »	89
Figure V.18 Variation de débit par une vanne à trois voies montée en « décharge inversée »	89
Figure V.19 Variation de débit par une vanne à deux voies	90
Figure V.20 Régulateur de pression différentielle monte en parallèle	91
Figure V.21 Régulateur de pression différentielle monte en série	91
Figure V.22 Régulateur de débit	92

Sommaire

Nomenclature.....	I
Liste des tableaux.....	II
Liste des figures.....	II
Introduction générale	1

Chapitre I : Généralité

Introduction.....	3
I.1 Les ERP (établissements recevant de public)	3
I.1.1 Définition.....	3
I.1.2 Type des ERP	3
I.1.3 Catégories des ERP.....	3
I.2 Le confort thermique	4
I.2.1 Définition	4
I.2.2 Paramètres influent le confort thermique	4
I.2.3 Zones du confort thermique	7
I.3 Techniques et systèmes de climatisation	8
I.3.1 Définition	8
I.3.2 Climatisation air-air	8
I.3.3 Climatisation air-eau	11
I.3.4 Systèmes total eau.....	13
I.3.5 Systèmes de climatisation à détente directe	14
I.3.6 Systèmes de climatisation à détente indirecte	15
I.3.7 Système de climatisation VRV ou DRV	17
I.3.8 Climatisation gaz naturel.....	17
I.3.9 Climatisation solaire	19
I.4 le transfert de chaleur	19

I.4.1 modes de transfert de chaleur	19
Conclusion	22

Chapitre II: Présentation du projet et calcul préliminaire

Introduction.....	23
II.1 Présentation de l'hôpital 64 lits mères et enfants.....	23
II.1.1 Implantation géographique	23
II.1.2 Description de l'hôpital.....	23
II.2 conditions de base	27
II.2.1 conditions extérieures de base	27
II.2.2 Les conditions intérieures de base	28
II.3 le coefficient K des parois	29
II.3.1 coefficient K des parois opaque	29
II.3.2 Coefficient k des parois vitrées	31
Conclusion	33

Chapitre III: Etablissement du bilan thermique

Introduction.....	34
III.1 Objet du Document Technique Réglementaire DTR.....	34
III.1.1 Domaine d'application	34
III.2 Bilan thermique d'été.....	35
III.2.1 Apport à travers les parois opaque extérieures	35
II.2.2 Parois opaques en contact avec deux locaux conditionnés	39
II.2.3 Parois opaque en contact avec un local non conditionné.....	39
II.2.4 Parois en contact avec le sol.....	40
II.2.5 Apport à travers les parois vitrées	40
III.2.6 Apports de chaleur internes	44
III.2.7 Apports de chaleur par introduction d'air extérieur	46
III.3 exemple de calcul.....	47

Conclusion	48
------------------	----

Chapitre IV: Dimensionnement du réseau hydraulique

Introduction.....	49
IV.1 Dimensionnement et Calcul des tuyauteries d'eau glacée	49
IV.1.1 Calcule du débit	49
IV.1.2 Diamètre des tuyaux	50
IV.1.3 La vitesse réelle.....	51
IV.1.4 Perte de charge.....	51
IV.1.5 Les vannes de régulation hydraulique	59
Conclusion	60

Chapitre V: Choix des équipements et régulation

Introduction.....	61
V.1 Choix des équipements	61
V.1.1 Choix de la tuyauterais	61
V.1.2 Sélection du vase d'expansion	62
V.1.3 Choix de pompe	63
V.1.4 Choix de bouteille de découplage	73
V.1.5 Choix des unités d'intérieure	76
V.1.6 Choix de vanne d'équilibrage	85
V.1.7 Choix de groupe de production d'eau glacée.....	86
V.2 Représentation du circuit hydraulique dans une synoptique globale.....	86
V.3 Régulation	86
V.3.1 Définition	86
V.3.2 Éléments constituant une chaîne de régulation	86
V.3.3 Les capteurs	87
V.3.4 Les vannes.....	88
V.3.5 Les régulateurs de pression.....	90

V.3.6 Les régulateurs de débit	91
V.3.7 Régulation des systèmes de climatisation.....	92
Conclusion	92
Conclusion générale	

Introduction générale

La climatisation est primordiale dans tout type d'habitation, pour cela plusieurs techniques ont été inventées. Comme pour les Egyptiens qui humidifiaient des roseaux suspendus à des fenêtres et les Romain qui utilisaient des conduites d'eau insérées dans les murs pour rafraîchir leurs maisons. Et au moyen âge, les Perses construisent des tours à vent pour ventiler leurs bâtiments.

Les techniques de climatisation ont été développée jusqu'à l'invention de la climatisation moderne en 1902 par Willis Carrier. Il a conçu une machine qui modulait la chaleur et l'humidité pour créer un environnement intérieure stable, et en 1922 il invente un système de réfrigération par force centrifuge équipé d'un compresseur.

La climatisation est un procédé qui consiste à maîtriser les caractéristiques physico-chimiques de l'atmosphère qui règnent dans un local, ce procédé permet grâce à la régulation de quatre variables (température, humidité, mouvement et qualité de l'air), d'obtenir des conditions de confort hygrométrique pour les occupants d'un lieu donné.

Donc le but de la climatisation est de traiter l'air dans une pièce afin de contrôler simultanément sa température, son taux d'humidité, sa pureté ainsi que sa distribution optimale.

L'objectif de ce travail est d'une part : de dimensionner l'installation de climatisation centralisée (les différents équipement constituant l'installation) ainsi que le réseau hydraulique. D'autre part : schématiser l'ensemble des éléments de l'installation sous environnement AUTOCAD, et enfin, identifier les gisements de récupération de chaleur.

Dans ce manuscrit, les chapitres sont repartis comme suis :

1. Le premier chapitre comporte des généralités sur le confort thermique, les établissements recevant du publique, les systèmes de climatisation et le transfert de chaleur.
2. Le deuxième chapitre est consacré à la présentation du projet de ses conditions de bases et le calcul des résistances thermiques des différentes parois existantes et leur coefficient de transmission globale.
3. Le troisième chapitre consiste à établir le bilan thermique estival et de définir la puissance de chaque pièce de l'hôpital.
4. Le quatrième chapitre porte sur le dimensionnement du réseau hydraulique.

5. le cinquième chapitre fera l'objet de choix et de calculs des équipements et traitera la régulation des systèmes de climatisation.

Enfin, nous terminerons notre mémoire par une conclusion générale.

Chapitre I

Généralité

Introduction

Depuis son existence l'homme est toujours à la recherche d'améliorer son confort. Parmi ses solutions on distingue le chauffage qui a toujours été vital pour lui et plus récemment la climatisation.

Dans ce chapitre nous présenterons les différents types d'établissement (ERP), les différents systèmes de climatisation, la définition de confort thermique et les facteurs qui l'affectent et les différents types de transfert de chaleur.

I.1 Les ERP (établissements recevant du public)

I.1.1 Définition

Bâtiments, locaux et enceintes dans lesquels des personnes sont admises soit librement soit moyennant une rétribution ou une participation quelconque, ou dans lesquels sont tenues des réunions ouvertes à tout venant sur invitations payantes ou non. Les ERP sont classés en plusieurs catégories, chacune ayant différents niveaux de réglementation et d'obligations.

Tous les ERP ne présentent pas les mêmes caractéristiques de taille, de destination, d'usage et de risques. Ils sont donc répartis en types selon la nature de leur exploitation, classés en catégories d'après l'effectif du public et du personnel [1].

I.1.2 Type des ERP

Les ERP sont classés selon les activités des occupants et la nature de leur exploitation. Les établissements recevant du public sont classés en deux groupes :

- Établissements installés dans un bâtiment.
- Établissements spéciaux

La typologie de l'établissement, qui correspond à son activité, est désignée par une lettre. Il existe trente types d'établissement donné dans les tableaux I.1 et I.2 de l'annexe 1.

I.1.3 Catégories des ERP

Les établissements recevant du public sont en outre classés en deux groupes :
Le premier groupe comprend les établissements de 1^{ère}, 2^{ème}, 3^{ème} et 4^{ème} catégorie. Le deuxième groupe comprend les établissements de la 5^{ème} catégorie.

- 1^{ère} catégorie : effectif > 1500 personnes.
- 2^{ème} catégorie : $700 < \text{effectif} \leq 1500$ personnes.

- 3^{ème} catégorie : $300 < \text{effectif} \leq 700$ personnes.
- 4^{ème} catégorie : ≤ 300 personnes, à l'exception des établissements de 5^{ème} catégorie.
- 5^{ème} catégorie : établissement dont l'effectif du public ne dépasse pas un seuil fixe réglementairement pour chaque type d'exploitation [1].

I.2 Le confort thermique

I.2.1 Définition

Le confort thermique s'évalue selon six paramètres, qui sont en lien avec l'occupant et les conditions thermiques intérieures. Ces facteurs doivent être appliqués ensemble à cause de la complexité de leur interaction dans un environnement intérieur. On distingue:

- le taux métabolique.
- l'isolation des vêtements.
- la température de l'air, la température radiante.
- la vitesse de l'air et l'humidité.

En plus de ces paramètres il y a les échanges thermiques du corps humain avec son environnement.

I.2.2 Paramètres influent le confort thermique

a) Le taux métabolique

Le corps humain établit un équilibre entre la température interne et la température d'ambiance grâce au système du métabolisme qui produit de la chaleur interne et maintient la température de l'organisme à 36,7°C.

Le taux métabolique varie selon l'activité de l'occupant, l'unité est le met (Metabolic Equivalent of Task). Équivaut à 58,2 W/m². Le met représente l'énergie dissipée par unité de surface de la peau d'une personne. L'évaluation du confort thermique ne peut pas se réaliser en état du repos. Le Tableau 1.1 fournit les taux métaboliques pour différentes activités

Activité	Taux métabolique (met)
Assis (silencieux)	1
Lire (assis)	1
Ecrire	1
Dactylographier	1.1
debout (détendu)	1.2
Marcher	1.7

Tableau I. 1: taux métabolique par activité [2].

b) L'isolation des vêtements

Correspond à la résistance thermique aux échanges de chaleur entre la surface de la peau et l'environnement. L'unité est le clo (cloths), équivaut à $0,155 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$. En général, en hiver, l'isolation des vêtements portés à l'intérieure est de 1 clo et en été de 0,5 clo.

Le Tableau I.2 fournit l'isolation en clo pour différents types de vêtements [2].

Le type de vêtement	L'isolation en clo
sous-vêtements	0,04
bas au mollet	0,03
pantoufles	0,03
pantalonn épais	0,24
chandail à manches courtes	0,08
chemise à manches longues	0,25
chandail à manches longues	0,34

Tableau I. 2: type de vêtement et son isolation en clo [2].

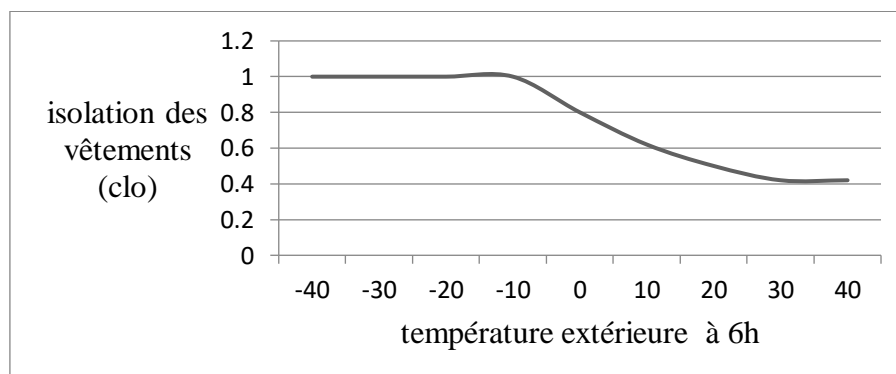


Figure I. 1: Isolation typique des vêtements selon la température extérieure à 6 h [2].

c) La température de l'air et la température radiante

La température de l'air peut être évaluée selon la température opératoire (T_o). Celle-ci correspond au maintien d'une température uniforme lors de l'échange de chaleur entre l'humain et son environnement, (la chaleur qu'un humain perd dans son environnement par radiation et convection égale à la chaleur qu'il en absorbe), comme le représente l'équation suivante :

$$T_o = A \times T_a + (1-A) \bar{T}_r \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (\text{I.1})$$

Où :

- A : égale à 0,5 c'est la vitesse relative de l'air est plus petite que 0,2 m/s.

- T_a = Température moyenne de l'air (°C).
- \bar{T}_r = Température moyenne radiante (°C).

La température moyenne radiante (\bar{T}_r) est définie comme étant le maintien d'une température uniforme lors de l'échange de chaleur entre l'humain et l'enceinte (la chaleur perdue par radiation égale la chaleur absorbée). Elle est calculée à partir des températures de surface des murs, du plancher et du plafond de la pièce en fonction du facteur d'angle selon la position de l'humain.

La chaleur par radiation de l'enceinte est absorbée par l'humain lorsque la température moyenne radiante (\bar{T}_r) de l'enceinte est plus élevée que la température radiante de l'humain, elle est cédée par l'humain dans le cas contraire. La \bar{T}_r a sur le confort thermique un effet supérieur d'environ 40 % que celui de la température de l'air [2].

d) La vitesse de l'air

C'est la vitesse relative de l'air par rapport à l'individu, elle influence les échanges de chaleur par convection et augmente l'évaporation à la surface de la peau. Tant que la vitesse de l'air ne dépasse pas 0,2 m/s, son impact sur le confort des occupants est négligeable.

Le mouvement de l'air abaisse la température du corps, facteur recherché en été, mais pouvant être gênant en hiver (courants d'air) [3].

e) L'humidité

À relativement peu d'impact sur la sensation du confort d'un individu dans un bâtiment.

L'inconfort thermique n'apparaît que lorsque :

- L'humidité relative est inférieure à 3% ou supérieure à 70 %

De faibles niveaux d'humidité inférieure à 30 % donnent lieu à certains problèmes :

- Augmentation de l'électricité statique (petites décharges lors du contact avec des objets métalliques).

- Augmentation de la concentration en poussières dans l'air (diminution de la taille des particules), ce qui serait susceptible d'induire une augmentation de la fréquence de maladies respiratoires en hiver lorsque l'humidité de l'air est faible.

De hauts niveaux d'humidité (au-delà 70 % HR) donnent lieu à une croissance microbienne importante et à des condensations sur les surfaces froides [3].

I.2.3 Zones du confort thermique

La zone du confort pour les occupants est illustrée par la zone hachurée. Elle est décrite en fonction de la température opératoire et de l'humidité dans les conditions où le taux métabolique est entre 1 et 1,3 met ainsi que l'isolation des vêtements entre 0,5 et 1 clo. Cette zone du confort correspond à un pourcentage d'acceptabilité des occupants de 80 %.

La principale différence entre les conditions estivales et hivernales est la plage de la température opératoire selon l'isolation des vêtements. En résumé, en conditions hivernales, la température opératoire minimum acceptable est d'environ 21,5 °C avec une faible HR et d'environ 19,5 °C avec une HR d'environ 85 % (température de rosée de 16,8 °C).

La température opératoire maximum acceptable est d'environ 26,5 °C avec une faible HR et d'environ 24 °C avec une HR d'environ 65 % (température de rosée de 16,8 °C). La figure 1.2 représente les Zones de confort en fonction de la température opératoire et de l'humidité [2].

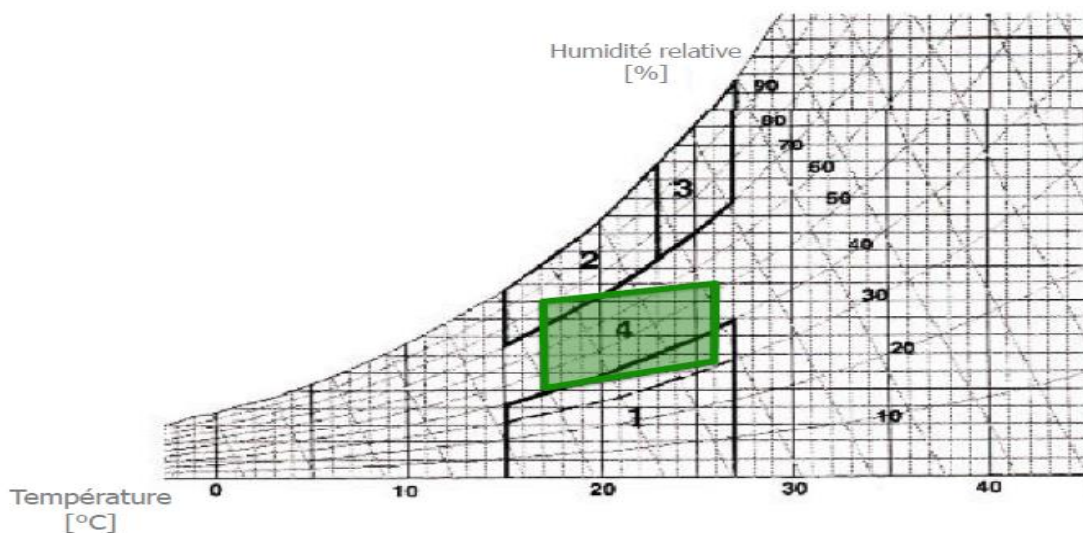


Figure I. 2 : Zone de confort en fonction de la température opératoire et de l'humidité [2]

Zone 1 : zone de sécheresse.

Zone 2 : développement des bactéries et des microchampignons.

Zone 3 : développement des acariens.

Zone 4 : polygone de confort hygrothermique 17°C à 26°C et 40% à 70% d'humidité relative

I.3 Techniques et systèmes de climatisation

I.3.1 Définition

La climatisation est un procédé qui permet de modifier et de contrôler les caractéristiques de l'air ambiant, telle que la température, l'humidité, le mouvement de l'air, le degré sonore et la différence de pression. On distingue Les différents types de climatisation qui sont classés comme suit :

- les systèmes à détente directe.
- les systèmes tout air.
- les systèmes tout eau.
- les systèmes mixtes.

I.3.2 Climatisation air-air

Un système d'air transfère la chaleur prélevée de l'espace dans l'air. Cet air chauffé est ensuite libéré ou expulsé. L'équipement peut être situé à l'intérieur ou à l'extérieur de la pièce à refroidir ; Si l'unité de refroidissement est située à l'intérieur de l'espace, l'air chaud doit être conduit par un ventilateur à travers un conduit vers l'extérieur de l'espace.

Si l'unité de refroidissement doit être située à l'extérieur de l'espace, l'air chaud peut être libéré dans l'air entourant l'unité ou encore, conduit ailleurs [4].

Il existe trois principales technologies en tout air :

- le débit constant.
- le débit variable.
- le double gain

I.3.2.1 Système à un seul conduit et à débit d'air constant (DAC)

1. Système unizones

Font partie de cette catégorie les installations dans lesquelles l'air es traité dans une centrale puis distribué par un réseau de conduit aéraulique à un ou plusieurs locaux. Sont destinée aux locaux de grand volume et aux constructions comportant de nombreuses pièces.

On peut distinguer les installations unions assurant :

- La totalité de chauffage des locaux.
- Une partie seulement de chauffage des locaux.
- Aucun chauffage de local.

2. systèmes multizones

Ce type d'installations convient lorsque les apports de chaleur ou de froid des locaux traités sont à peu près les mêmes à un moment donnée, ce qui permet de distribuer à chaque zone de l'air à des conditions différentes [4]

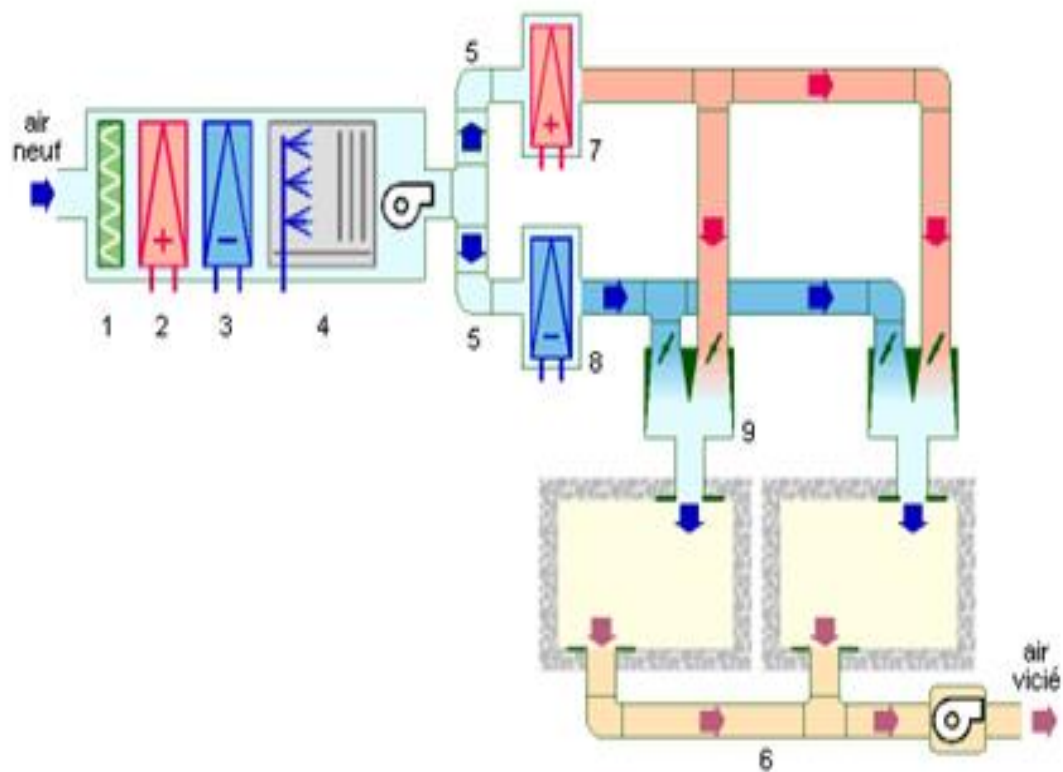


Figure I. 3: schéma de Système à un seul conduit et à débit d'air constant [3].

- 1 : filtre
- 2 : batterie de préchauffage
- 3 : batterie de refroidissement
- 4 : humidificateur
- 5 : gaine de pulsion
- 6 : gaine d'extraction

7 : batterie de poste chauffage

8 : batterie de refroidissement

9 : boite de mélange

I.3.2.2 Système à un seul conduit et à débit d'air variable

L'air est soufflé à une température constante, les seules différences par rapport au premier sont son soufflage à un débit-volume variable et le réseau de conduits à vitesse variable (faible vitesse de 2 à 6 [m/s] et moyenne vitesse de 6 à 15 (m/s). Les bouches de soufflage sont choisies tout en prenant en considération les plages de débits envisageables [4].

1. principe de fonctionnement

le principe du système a débit variable est d'adapté le débit du soufflage aux charges variables des locaux a climatiser , on fait appelle soit à des clapets d'air soit à des diffuseurs spécieux susceptible de distribuer l'air primaire avec un taux de brassage satisfaisant aussi bien aux grand débits qu'au faible débit .la figure I.4 représente le schéma d'une installation a un seul conduit et un débit variable [6].

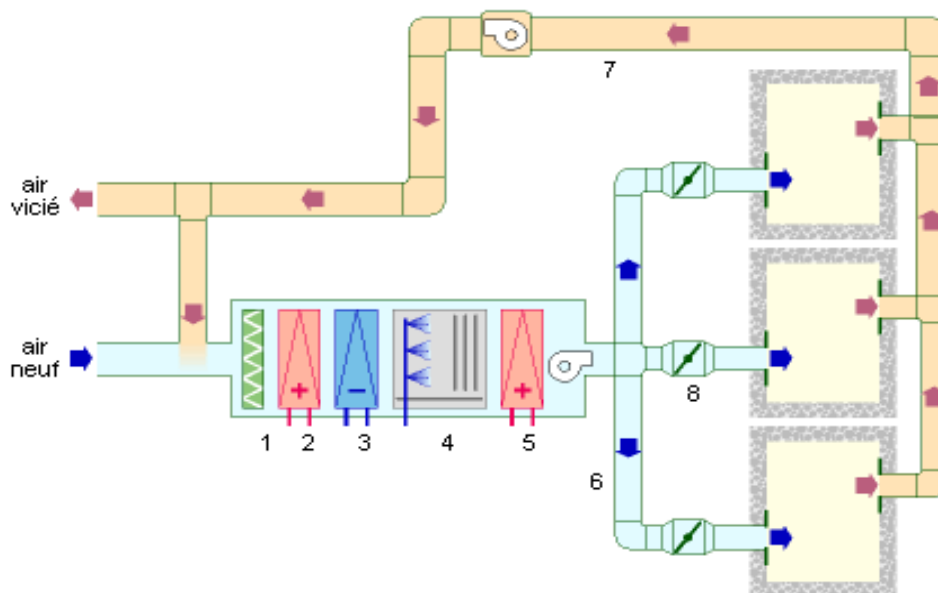


Figure I. 4: schéma d'une installation a un seul conduit et un débit variable [3].

1 : filtre

2 : batterie de préchauffage

3 : batterie de refroidissement

4 : humidificateur

5 : batterie de post-chauffage

6 : gaine de pulsion

7 : gaine d'extraction

8 : registre

I.3.2.3 Système à deux conduits

C'est un système de climatisation a tout saison, Ce système à deux conduits l'un est utilisé pour le rafraîchissement et l'autre pour le chauffage, permet de chauffé les locaux périphérique en contact avec l'extérieur et de refroidir les locaux intérieure soumis à des charges plus au moins variables.

1. principe de fonctionnement

L'air primaire issue d'une centrale de traitement, est soufflé à la sortie de la centrale dans deux conduits équipés l'un d'un réchauffeur d'air, l'autre d'un refroidisseur d'air. Ces deux conduites parallèles transportent l'air primaire à grande vitesse vers les différentes zones du bâtiment à climatiser, au niveau de local les courants primaires chaud et froid son introduit dans une boite de mélange en proportion variables selon la charge des locaux.

Les boites de mélange sont contrôlées par un thermostat d'ambiance de façon à régler la température variable d'air soufflé à la sortie de boites. Selon le type de boite mélangeuse .le débit d'air soufflé peut être constant ou variable [5].

I.3.3 Climatisation air-eau

Un système air-eau transfère la chaleur de l'espace à l'eau qui est ensuite libérée dans une conduite d'évacuation. L'eau est fournie par des tuyaux flexibles à haute pression qui sont connectés à une source d'eau domestique à partir d'une cuisine, d'une salle de bain ou d'un évier de concierge. L'eau peut également être fournie à partir d'un système d'eau glacée dans un cadre commercial ou industriel et y retourner.

L'unité refroidie à l'eau est davantage utilisée pour refroidir des espaces clos ou des espaces dans des bâtiments scellés où le système de construction existant ne peut pas gérer la chaleur supplémentaire qui y est déversée. Il doit y avoir une alimentation en eau fiable pour faire fonctionner l'unité [5].

Les systèmes utilisés pour ces genres d'installations sont respectivement :

I.3.3.1 Systèmes à éjecto-convecteurs

Les éjecto-convecteurs sont des appareils terminaux raccordés hydrauliquement et aérauliquement .La figure I.5 une installation à éjecto –convecteur

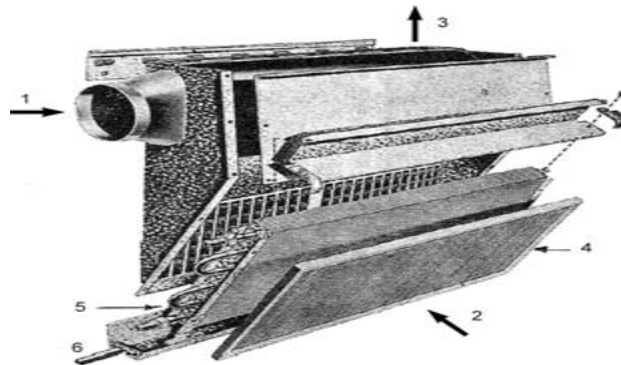


Figure I. 5: installation air-eau a éjecto-convecteur et a deux tuyaux [6].

- 1: raccordement à la gaine d'air inducteur.
- 2: air induit (air aspiré du local).
- 3: air soufflé (mélange d'air inducteur et d'air induit).
- 4: filtre.
- 5: batterie.
- 6: évacuation des condensats.

L'air inducteur est admis dans l'éjecto-convecteur à partir de buses. Ces buses éjectent l'air verticalement à grande vitesse, ces jets d'air créent un vide relatif, ce qui a pour conséquence de créer une dépression en amont du filtre à air : l'air du local est aspiré en « 2 ». Cet air aspiré est appelé air induit. L'air soufflé est donc un mélange d'air inducteur et d'air induit.

En fonction des réglages et de la pression dynamique de l'air inducteur, on peut considérer qu'un mètre cube d'air inducteur permette l'admission de 4 mètres cubes d'air induit. Un mètre cube d'air inducteur permet donc le soufflage d'environ 5 mètres cubes d'air traité [6].

I.3.4 Systèmes total eau

Dans les systèmes tout eau, on distingue les ventilo-convecteurs :

I.3.4.1 Systèmes à ventilo-convecteurs

Ils sont généralement montés en allège sous les baies vitrées, appareils assurent les fonctions suivantes :

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

Le ventilo-convecteur est un échangeur thermique dans lequel circule de l'eau glacée. Comme l'écart de température est plus faible en froid qu'en chaud, la surface d'échange de la batterie froide sera plus importante que la batterie chaude. On incorpore un ventilateur afin de fournir une puissance suffisante pour refroidir l'ambiance (forcer l'échange entre l'air et l'eau). Un ventilo-convecteur comprend :

- Une prise d'air du local (à chauffer ou à refroidir).
- un filtre grossier pour arrêter les poussières.
- un ou plusieurs ventilateurs à faible vitesse.
- une ou deux batteries d'échange de faible section, alimentées en eau chaude et/ou en eau glacée.
- une résistance électrique d'appoint un bac inférieur pour récolter les condensats.
- un habillage éventuel pour l'esthétique

La variation de la puissance fournie du ventilo-convecteur est réalisée soit par arrêt ou marche du ventilateur, soit par variation du débit d'eau dans les batteries (vanne 2 voies ou 3 voies) Plusieurs variantes existent:

2 tubes : l'appareil comporte une seule batterie alimentée par deux tubes

2 tubes 2 fils : l'appareil comporte une batterie de froid et une résistance électrique.

2 fils 4 tubes : l'appareil comporte deux batteries alimentées chacune par deux tubes. Le nombre de rangs de la batterie froide est plus élevé que celui de la batterie chaude pour permettre une meilleure déshumidification et aussi du fait de l'écart de températures plus faibles entre l'air et l'eau glacée qu'entre l'eau chaude et l'air (pincement).

Les températures standard d'entrée/sortie des ventilo-convecteurs sont les suivantes :

- 7°C/12°C en mode climatisation pour une température ambiante.
- 27°C. 50°C/40°C en mode chauffage pour une température ambiante de 20°C.

La figure I.6 présente Schéma de principe d'un ventilo-convecteur monté en allège et la figure I.7 Exemple de ventilo-convecteur monté en faux plafond

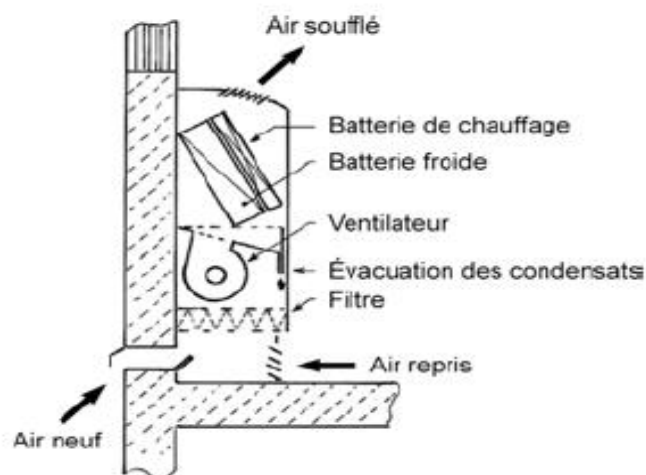


Figure I. 6 : Schéma de principe d'un ventilo-convecteur monté en allège [6].

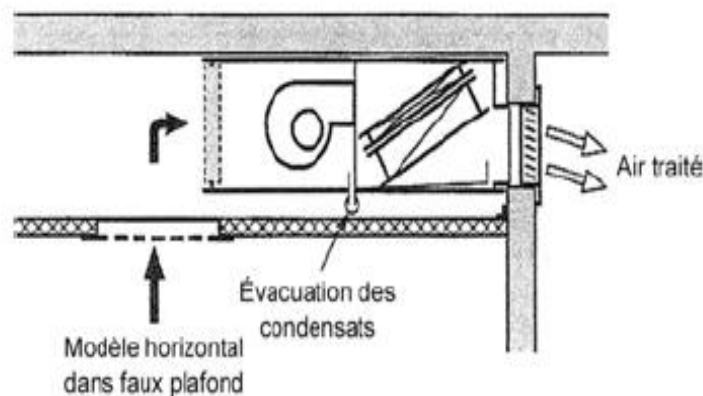


Figure I. 7 : Exemple de ventilo-convecteur monté en faux plafond [6].

I.3.5 Systèmes de climatisation à détente directe

Il y a quatre composants principaux de ce système de refroidissement, plus un milieu absorbant la chaleur, souvent appelé réfrigérant, qui régule le transfert d'énergie thermique en créant les différences de température et de pression requises pour le refroidissement à détente direct :

- Le réfrigérant : qui est le milieu qui circule dans le système, recueillant et dissipant la chaleur dans différentes zones.
- Le compresseur : qui est une charge de moteur électrique et fournit l'énergie nécessaire pour entraîner le réfrigérant à travers le système.
- L'évaporateur : récupère la chaleur de la zone et facilite l'ébullition du réfrigérant.
- Le condenseur : dissipe la chaleur dans l'environnement ambiant en permettant au réfrigérant de revenir à l'état liquide
- Le détendeur : agit comme un régulateur entre le côté haut et basse pression du système et permet la chute de pression et de température nécessaire pour faciliter le refroidissement [5].

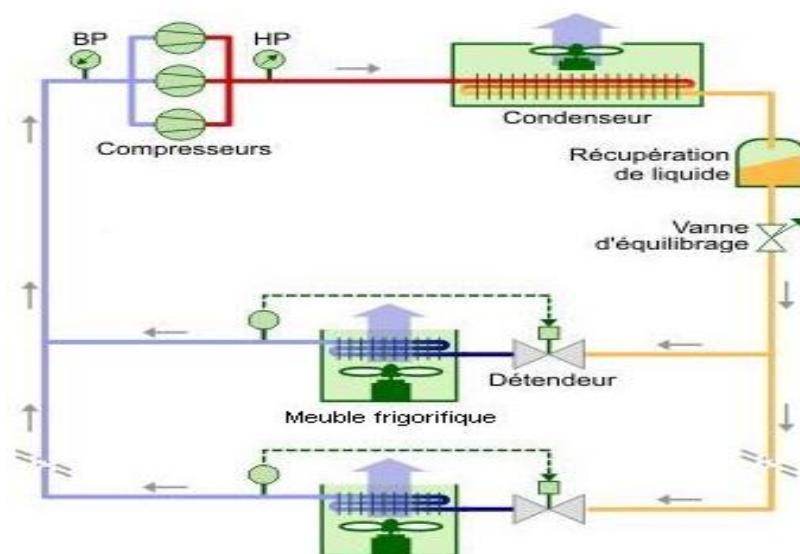


Figure I. 8: Refroidissement par détente directe [3].

I.3.6 Systèmes de climatisation à détente indirecte

Un système indirect est conçu pour qu'il n'y ait pas de contact direct entre l'air et l'eau à refroidir et dispose de 2 circuits de fluide différents. Ce type de système est également appelé système en boucle fermée ou en circuit fermé, car ils ne permettent pas à l'eau d'entrer en contact avec des contaminants extérieurs. Cela maintient l'eau beaucoup plus pure en raison du manque de substances étrangères pouvant entrer dans le système. Une tour de refroidissement avec un système indirect n'implique aucun contact entre l'air et le fluide à refroidir, et est parfois appelée système sec. Cette tour possède deux circuits de fluide discrets ou séparés.

Ce type de conception est très adaptable à différentes situations et l'un des processus de refroidissement les plus sûrs. Un autre avantage d'un système indirect est que le matériau

traité et le liquide de refroidissement sont contenus dans des circuits séparés, il n'est pas nécessaire qu'ils soient compatibles, comme cela est requis dans les systèmes ouverts. la figure I.9 représente le cycle de refroidissement par une détente indirect [5].

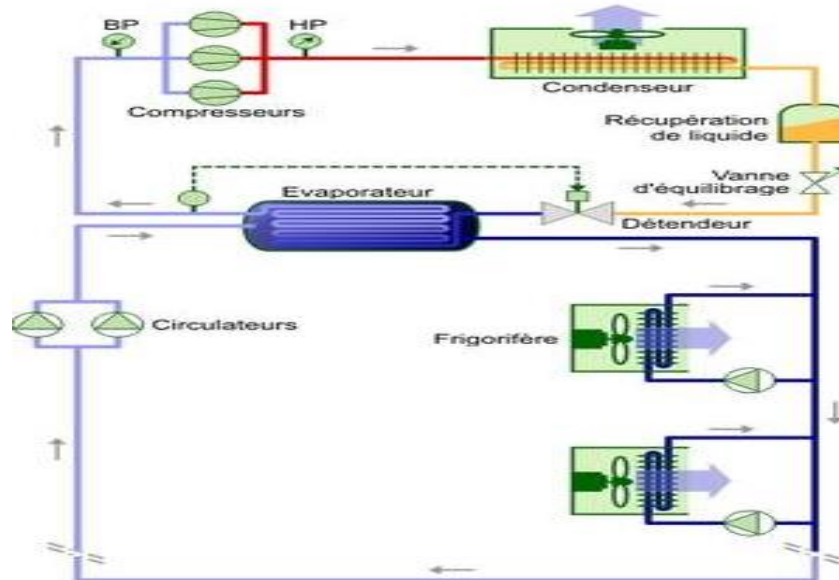


Figure I. 9 : cycle de refroidissement par une détente indirect [3].

1. principe de fonctionnement

Un type de système indirect fait circuler de nouveau le fluide du premier circuit à l'extérieur du deuxième circuit. Le deuxième circuit abrite une matrice, généralement un faisceau de tubes, à travers laquelle l'eau chaude passe. Lorsque l'air y est aspiré, l'eau en cascade fournit un refroidissement par évaporation, similaire à un système de refroidissement ouvert. Sauf que l'eau refroidie n'est pas autorisée à entrer en contact direct avec l'air.

Un autre système de tour de refroidissement indirect implique un échangeur de chaleur séparé et une tour de refroidissement ouverte. L'échangeur de chaleur empêche également l'eau du côté chaud d'entrer en contact direct avec l'air. Ce type de système permettra de placer l'échangeur de chaleur à l'intérieur, le protégeant ainsi de l'environnement.

Un système de refroidissement par évaporation indirecte refroidit passivement l'air d'alimentation en passant sur un milieu qui a été directement refroidi par évaporation sur un côté adjacent mais isolé. Ainsi, aucune perte d'eau n'est associée au processus de refroidissement.

I.3.7 Système de climatisation VRV ou DRV

C'est un système de chauffage et de climatisation multizones à détente directe qui à partir d'une seule unité extérieure (ou plusieurs) alimente par des tubes frigorifiques (cuivres isolés) de petite dimension plusieurs unités intérieures, Idéal pour les grandes surfaces.

Les différents modes de fonctionnement disponibles pour ce système sont :

- Simple et réversible.

1. Principe de fonctionnement d'un système VRV

En fonctionnement simple, la climatisation fonctionne sur le principe de la détente directe : l'évaporateur de la machine frigorifique refroidit l'air directement dans un caisson de traitement de l'air. Pour cela, il ne transporte ni eau, ni air, mais un fluide réfrigérant spécifique. Cette opération est répétée dans chaque local.

Quand le fonctionnement est réversible, l'échangeur sert aussi de condenseur. L'apport de chaleur est possible grâce à des détendeurs électroniques et d'un bus de communication entre tous les équipements.

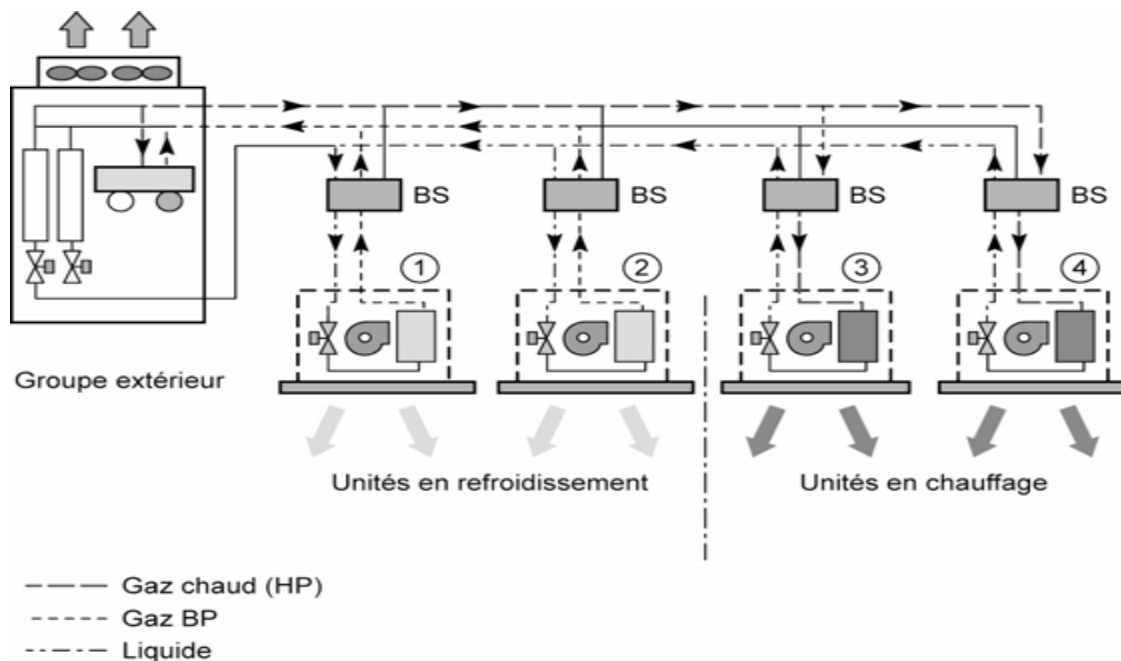


Figure I. 10 Représentation d'un système de climatisation VRV [6].

I.3.8 Climatisation gaz naturel

Le fluide frigorigène peut être entraîné dans le circuit de deux façons différentes. Les solutions traditionnelles disposent d'un compresseur mécanique, généralement mu par un moteur électrique. La climatisation au gaz naturel est un cycle à absorption, où le fluide frigorigène est entraîné par une solution qui est capable de l'absorber à l'état gazeux.

L'ébullition est obtenue grâce à un brûleur au gaz naturel. La figure I.11 représente le cycle de fonctionnement de ce système.

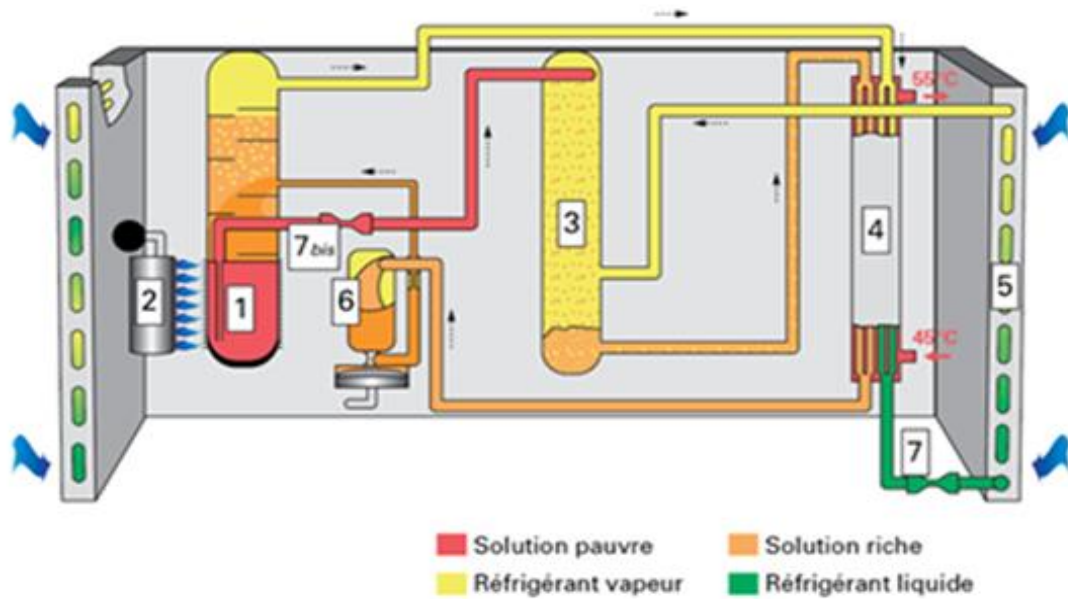


Figure I. 11 Cycle de fonctionnement de la climatisation a gaz naturel

- 1 : bouilleur
- 2 : bruleur gaz
- 3 : absorbeur
- 4 : échangeur avec l'eau de chauffage (condenseur + absorbeur)
- 5 : échangeur avec l'air extérieur (évaporateur)
- 6 : pompe à membrane des solutions 7 et 7 bis : détendeur HP/BP

1. fonctionnement du cycle à absorption

- 1- Une solution d'ammoniac et d'eau est portée à ébullition par un brûleur à gaz dans le générateur. Le fluide frigorigène à l'état gazeux se sépare de l'eau. Sous la forte pression, il est envoyé vers le condenseur.
- 2- Dans le condenseur, le fluide frigorigène redevient liquide et est dirigé vers l'évaporateur, où il est détendu.
- 3- La pression baisse, et grâce à l'échangeur de chaleur, il capte la chaleur du circuit de distribution et se vaporise. C'est ainsi que le circuit d'eau glacée de la climatisation est refroidi.

4- Le fluide frigorigène à l'état gazeux est alors absorbé par l'eau, séparée du fluide frigorigène dans le générateur et arrivée dans un compartiment du vaporisateur. C'est donc l'absorption qui assure la mise en circulation du fluide frigorigène (l'eau transporte l'ammoniac entre l'évaporateur et le générateur et permet l'envoi de l'eau vers le condenseur)

I.3.9 Climatisation solaire

La climatisation solaire désigne l'ensemble des systèmes utilisant l'énergie solaire comme ressource énergétique primaire afin de refroidir un bâtiment.

En théorie, il existe quatre moyens de produire du froid à partir de la ressource énergétique du soleil:

- 1- Utiliser les panneaux solaires photovoltaïque pour produire de l'électricité afin d'alimenter une climatisation traditionnelle. Cela demande une grande surface de capteurs .
- 2- Convertir l'énergie solaire thermique en énergie mécanique couplée avec un climatiseur à compression.
- 3- Utiliser l'énergie solaire thermique pour alimenter une machine à froid dite à « sorption » (absorption ou adsorption).
- 4- Utiliser l'énergie solaire thermique pour alimenter un système de conditionnement d'air par évaporation ou DEC (Dessicant Evaporative Cooling) [7].

I.4 le transfert de chaleur

I.4.1 modes de transfert de chaleur

Une paroi est constituée de plusieurs matériaux, qui sont caractérisés par une résistance thermique, une épaisseur, une conductivité thermique et un coefficient d'échange thermique. Le transfert de chaleur se produit entre deux corps dont les températures sont différentes, la chaleur se déplaçant du corps le plus chaud vers le corps le moins chaud jusqu'à ce que les températures des deux corps soient équilibrées. Le transfert de chaleur à travers une paroi s'effectue de trois manières différentes :

- La conduction :

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts : une

transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres.

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier : la densité de flux est proportionnelle au gradient de température [8] :

$$\Phi = -\lambda \cdot S \text{grad}(t) [\text{W}] \quad (\text{I.2})$$

Ou :

- Φ en (W) : Flux de chaleur transmis par conduction.
- λ en ($\text{W m}^{-1} \text{°C}^{-1}$) : Conductivité thermique du milieu
- S en (m^2) : Aire de la section de passage du flux de chaleur.

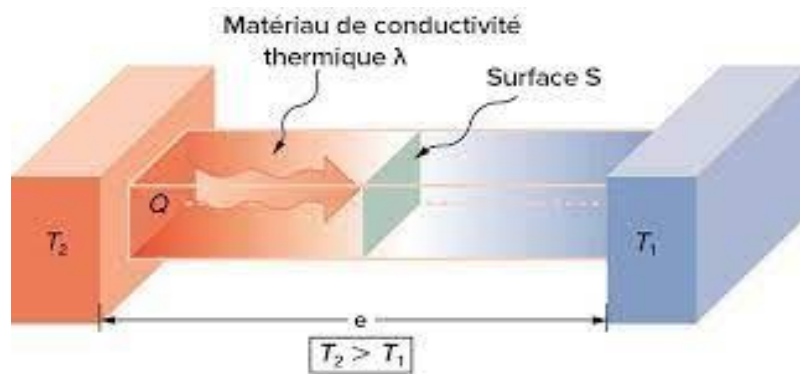


Figure I. 12 Schéma du transfert de chaleur par conduction [8].

➤ La convection :

C'est le transfert de chaleur entre un solide et un fluide, l'énergie étant transmise par déplacement du fluide. Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton :

$$\Phi = hS (T_p - T_\infty) [\text{W}] \quad (\text{I.3})$$

Ou :

- Φ en (W) : Flux de chaleur transmis par convection.
- h en ($\text{W m}^{-2} \text{°C}^{-1}$) : Coefficient de transfert de chaleur par convection.
- T_p en (°C) : Température de surface du solide.
- T_∞ en (°C) : Température du fluide loin de la surface du solide.
- S en (m^2) : Aire de la surface de contact solide/fluide

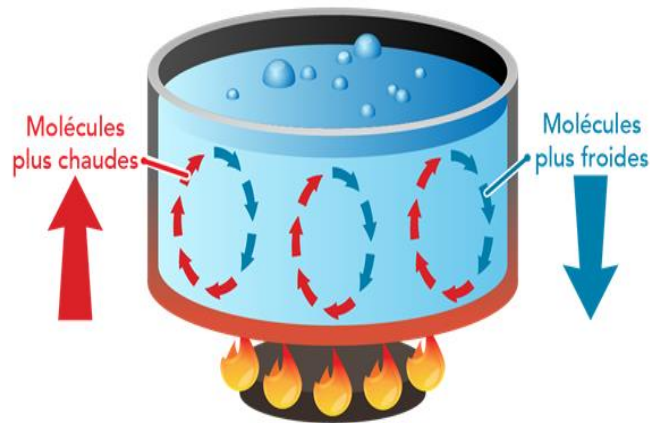


Figure I. 13 Schéma du transfert de chaleur par convection

➤ Le rayonnement :

Le rayonnement décrit le transport d'énergie via la propagation d'onde électromagnétique. Ce transfert d'énergie est toujours présent, même dans le vide. Dans ce cas nous avons la relation suivante :

$$\Phi = \sigma \varepsilon_p S (T_p^4 - T_\infty^4) \text{ [W]} \quad (\text{I.4})$$

Ou :

- Φ en (W) : Flux de chaleur transmis par rayonnement.
- σ en $(5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Wm}^{-2} \text{ K}^{-4})$: Constante de Stefan.
- ε_p Facteur d'émission de la surface.
- T_p en (K) : Température de la surface.
- T_∞ en (K) : Température du milieu environnant la surface.
- S en (m^2) : Aire de la surface.

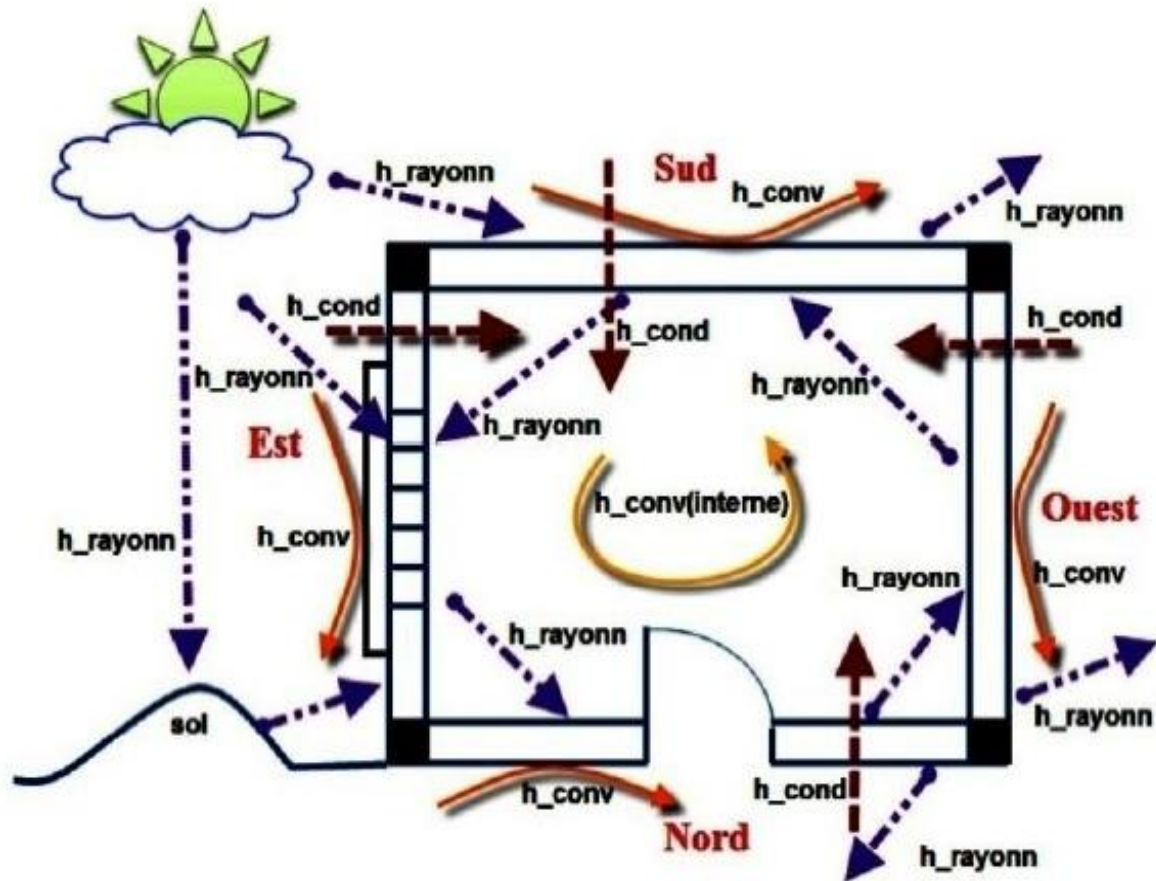


Figure I. 14 Schéma descriptif des différents modes d'échanges thermiques dans l'enveloppe habitable

Conclusion

Ce chapitre a traité des généralités nécessaires pour l'étude de notre projet, telle que le confort thermique, les différents systèmes de climatisation et le transfert thermique.

Chapitre II
Présentation du projet et calcul
préliminaire

Introduction

Pour établir un bilan thermique il est nécessaire de connaître les conditions de base, l'implantation géographique et la zone thermique du projet et de faire des calculs préliminaire qui varient selon plusieurs facteurs.

II.1 Présentation de l'hôpital 64 lits mère et enfant

II.1.1 Implantation géographique

L'hôpital 64 lits mère et enfant est un établissement recevant du public de type U. D'après le DTR C3.4 L'hôpital 64 lit mère et enfant est située dans une région appartenant à la zone climatique B' qu'est une sous zone distinguée de la zone climatique B, de 36,16 de latitude et 1,33 de longitude et 116m par rapport au niveau de la mer. D'après le DTR c 3.4 on distingue le tableau suivant:

La wilaya	Commune	La zone
Chlef	Groupe de Communes 1 : Beni Haoua - Dahra - El Marsa - Moussadek-Sidi Abderrahmane - Talassa - Taougrite -Tenes - Oued Guoussine.	A
	Groupe de Communes 2 : Abou El Hassan - Benaira - Breira – Tadjena-Bouzghaia -Sidi Akkakcha - Zeboudja.	B
	Autres communes	B'

Tableau II.1 zones climatiques de l'hôpital

II.1.2 Description de l'hôpital

L'hôpital 64 lit mère et enfant composé de 3 étages, un sous-sol et un RDC et une toiture composé des blocs opératoire, des salles d'attentes, salles des pansements, salles de génécologie... etc. d'après AUTOCAD on distingue les plans suivants :

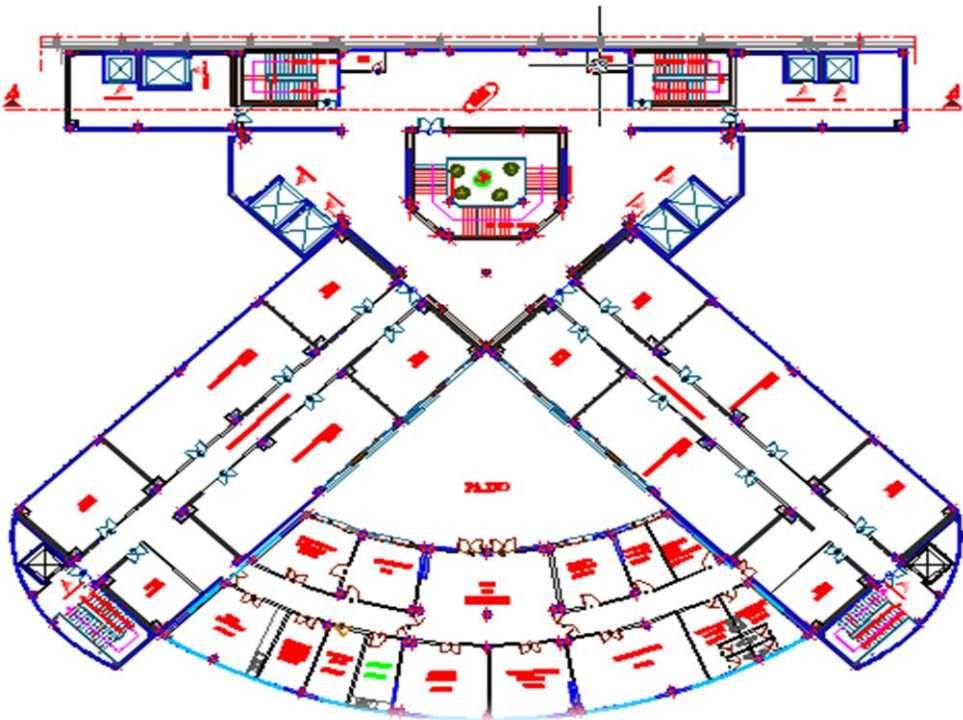


Figure II. 1 plan de sous-sol

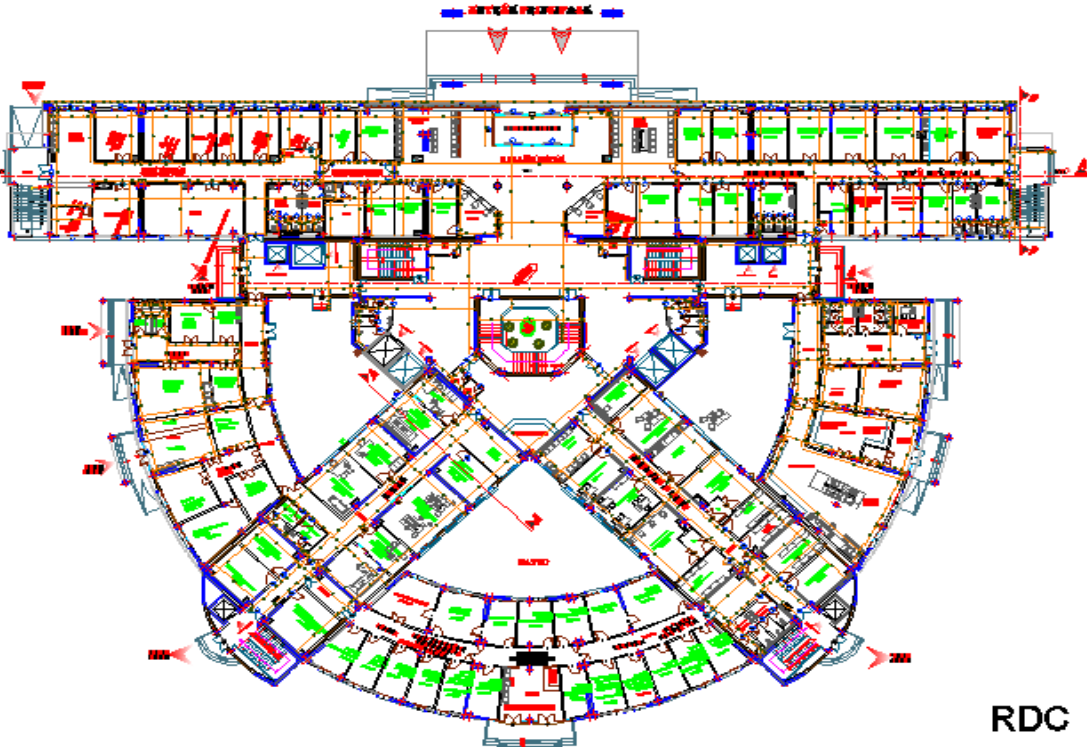


Figure II.2 plan de RDC

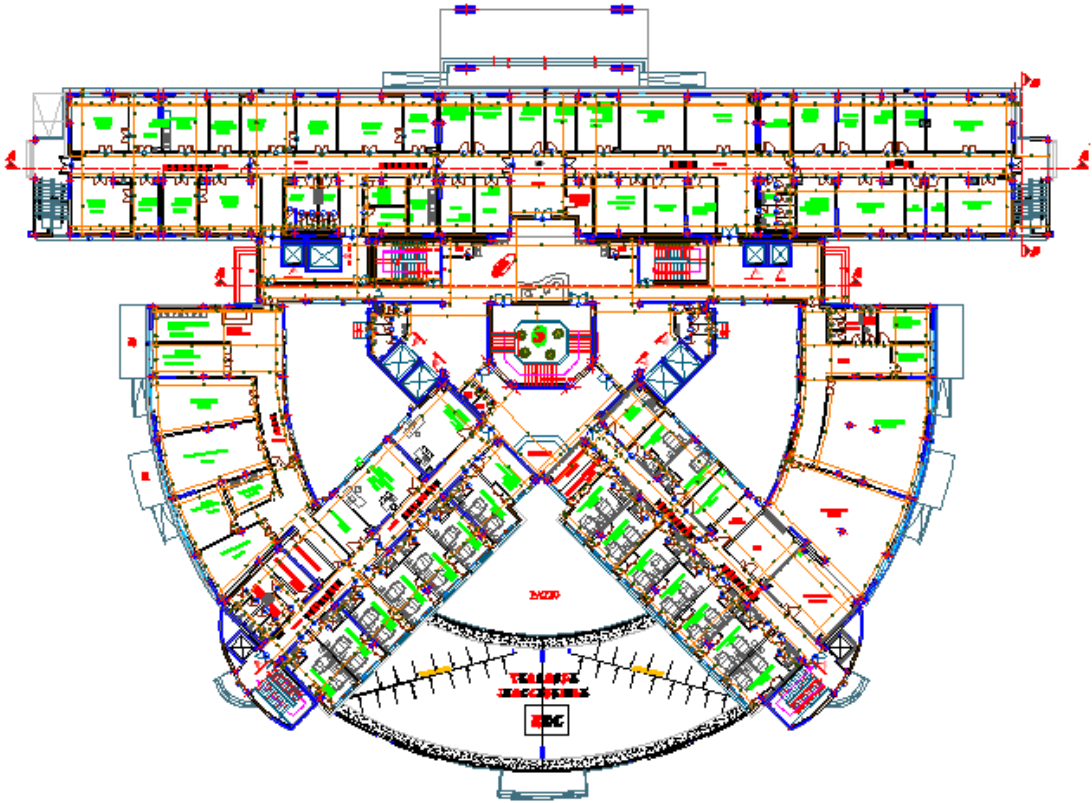


Figure II. 3 plan de 1er étage

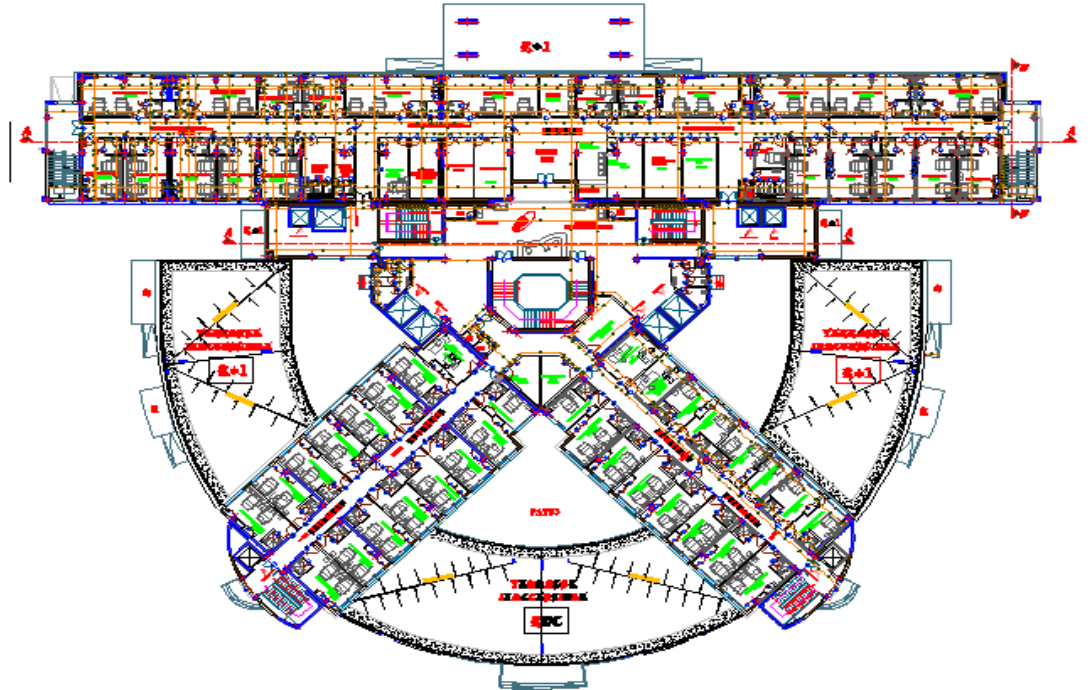


Figure II. 4 plan de 2ème étage

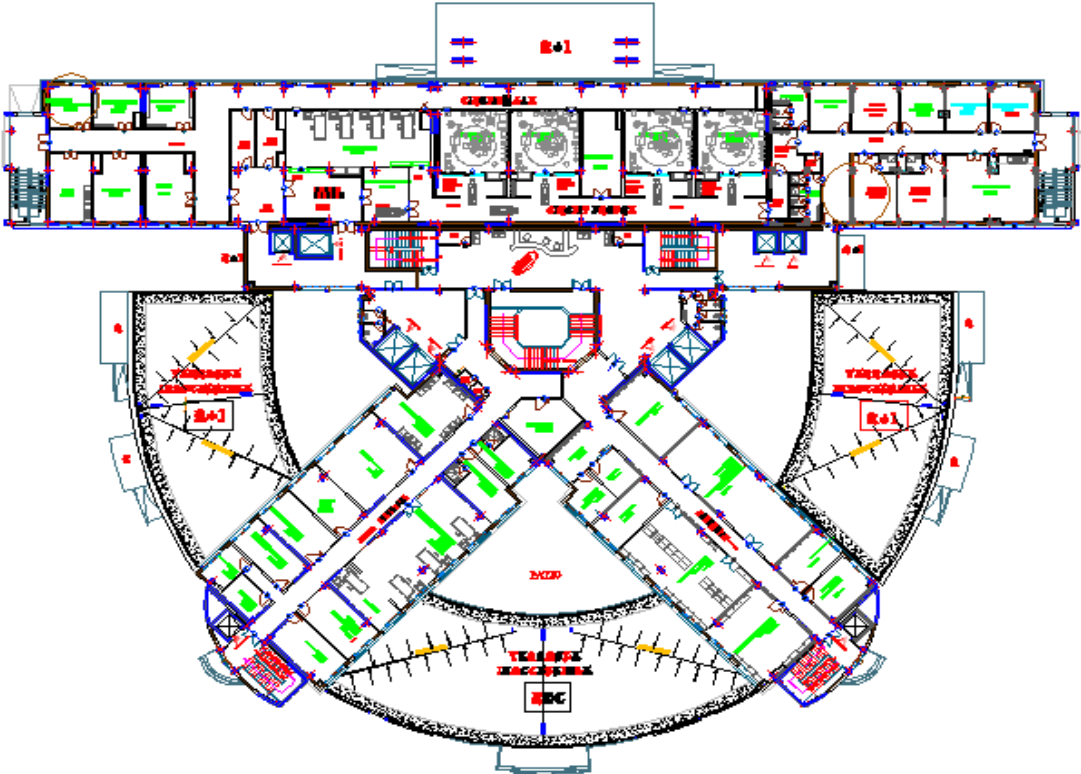


Figure II.5 plan de 3ème étage

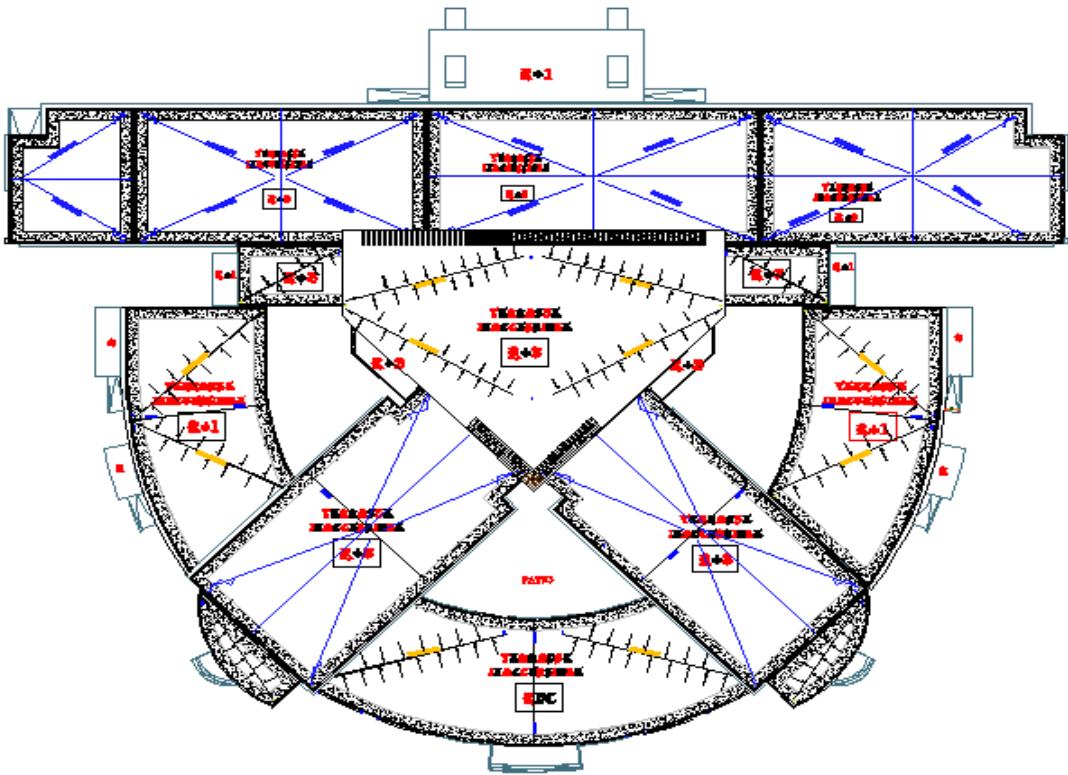


Figure II.6 plan de toiture

II.2 conditions de base

II.2.1 conditions extérieures de base

D'après le DTR C3-4 L'air extérieur est défini par :

- la température sèche de base $TS_{b,e}$ (en °C).
- l'humidité spécifique de base $HS_{b,e}$ exprimée en grammes de vapeur par kg d'air sec.
- l'écart diurne de base E_b (en °C).
- la température moyenne TS_m (en °C). tableau II.2 présente les conditions extérieures de base pour la zone climatique B :

Zone climatique	Température sèche ($TS_{b,e}$) (°C)	Humidité spécifique $HS_{b,e}$ (g_{vap}/Kg_{as})	Ecart diurne E_b (°C)	Température moyenne TS_m (°C)	Ecart annuelle EAT (°C)
B'	41	11	18	29	41

Tableau II.2 les conditions de base extérieure

La température sèche de l'air extérieur, est à l'aide de la formule suivante :

$$TS_e = TS_{be} - (C_{ts}(t) \times E_b) \quad [^{\circ}C] \quad (II.1)$$

TS_{be} (En °C) représente la température sèche de base de l'air extérieur.

C_{ts} Représente un coefficient correcteur.

E_b (En °C) représente l'écart diurne de base [9].

Heure solaire	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
C _{TS}	0,93	0,85	0,77	0,63	0,48	0,35	0,21	0,07	0,00	0,00	0,00	0,05	0,12
E _b (°c)	18,00	18,00	18,00	18,00	18,00	18,00	18,00	18,00	18,00	18,00	18,00	18,00	18,00

Tableau II.3 les valeurs de C_{ts} et E_b de l'hôpital.

II.2.2 Les conditions intérieures de base

Il existe deux niveaux de confort :

- un niveau de confort dit « normal » qui concerne les applications courantes.
- un niveau de confort dit « améliorer » lorsque le confort est privilégié par rapport à l'aspect économique.

L'air intérieure est définie par :

- la température sèche de base de l'air intérieur T_{S_{b,i}}(en °C) et l'humidité relative de base de l'air intérieur HR_{b,i}(en %).
- l'accroissement (toléré) de la température sèche de base de l'air intérieur. Le tableau II.4 représente les conditions intérieures de base :

Niveau de confort normal			
Application	Température sèche (°C)	Humidité relative (%)	Accroissement toléré de la température (°C)
Séjour de longue durée : Logement, hôtel, bureaux, hôpital, école ...etc.	27	50	2

Tableau II.4 conditions de base intérieure

II.3 le coefficient K des parois

Désigne la capacité d'une paroi à laisser passer la chaleur, Plus le coefficient de transmission surfacique k est faible, plus la paroi est isolante.

II.3.1 coefficient K des parois opaque

Si la paroi est hétérogène, le coefficient K à utiliser dans les calculs est le coefficient K moyen

de la paroi K_{moy} . Celui-ci est donné par formule ci-après :

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

- 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.

L'expression générale de coefficient K d'une paroi opaque est donné par :

$$\frac{1}{K} = \sum R + \frac{1}{H_e} + \frac{1}{H_i} \quad [m^2. ^\circ C/W] \quad (II.3)$$

$\frac{1}{H_e}$ et $\frac{1}{H_i}$ en ($m^2. ^\circ C/W$) représente la somme des résistances thermiques superficielles .est présenter dans le tableau II.1 de l'annexe 2

$\sum R$ la somme des résistances thermiques des différentes couches de matériaux Constituant la paroi plus la somme des résistances des lames d'air [9].

II.3.1.1 Résistances thermique superficielle

La résistance superficielle d'une paroi caractérise la part des échanges thermiques qui se réalise à la surface des parois par convection et rayonnement. Elle dépend de sens du flux de chaleur et de l'orientation de la paroi ; R_{si} et la résistance thermique superficielle de la paroi interne R_{se} est la résistance thermique superficielle de la paroi extérieure, Donnée en [$m^2.c/W$].

$$R_{si} = \frac{1}{H_i} [m^2.c/W] \quad (II.4)$$

H_i : Le coefficient d'échange thermique superficiel intérieur, entre une ambiance intérieure et une paroi.

$$R_{se} = \frac{1}{H_e} [m^2.c/W] \quad (II.5)$$

H_e : Le coefficient d'échange thermique superficiel entre une paroi et une ambiance extérieure.

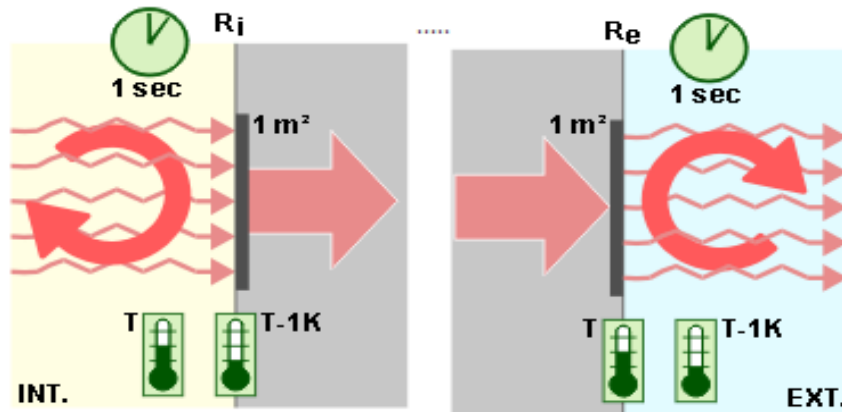


Figure II.7 Principe de calcul de la résistance thermique d'échange superficiel

II.3.1.2 Résistance thermique d'une paroi

La résistance thermique R d'une paroi est l'inverse du flux thermique à travers un mètre carré de paroi pour une différence de température de un Kelvin entre les deux faces de la paroi s'exprime en $\text{m}^2.\text{K}/\text{W}$ et elle est fonction des caractéristiques géométriques et thermiques des matériaux constituant la paroi. Plus le R est élevé, plus le produit est isolant. Elle dépend de la conductivité thermique du matériau et de son épaisseur. Elle est donnée par :

$$R = \frac{e}{\lambda} [\text{m}^2.\text{c}/\text{W}] \quad (\text{II.6})$$

Ou :

- e : (en m) est l'épaisseur de la couche de matériau.
- λ : (en $\text{W}/\text{K}.\text{m}$) est la conductivité thermique de matériau .les valeur de la conductivité thermique des différents matériaux est donnée dans le tableau II.2 de l'annexe 2.

II.3.1.3 Résistance thermique d'une couche d'air

Une lame d'air est un espace entre deux matériaux donnée en $\text{m}^2.\text{K}/\text{W}$, on distingue quatre types de lames d'air :

- Les lames d'air inférieures à 30 cm.
- ventilées ou non ventilées.
- Les lames d'air supérieures à 30 cm.

Les valeurs de la résistance thermique d'une couche d'air ventilé et non ventilé sont donnée dans le tableau II.3 et II.4 de l'annexe 2.

Une couche d'air sera considérée comme non-ventilée, lorsque la surface des ouvertures entre cette couche d'air et l'environnement extérieur ne dépasse pas 5 cm^2 .

Une couche d'air sera considérée comme peu ventilée lorsque la surface des ouvertures entre cette couche d'air et l'environnement extérieur est comprise entre 5 cm² et 15 cm² [3].

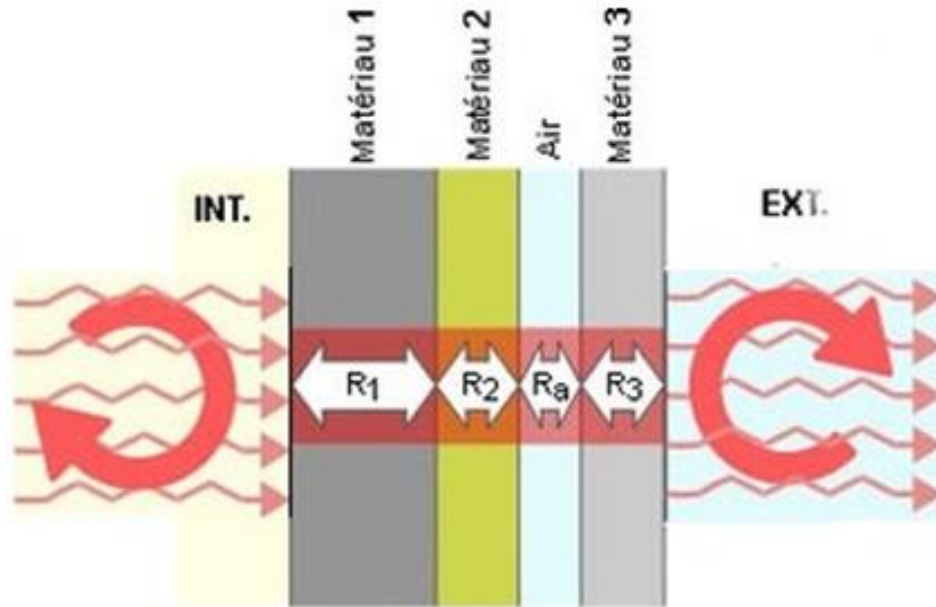


Figure II. 8 la résistance thermique d'une lame d'air

La résistance totale d'une paroi est la somme des résistances thermique des matériaux et de l'air qui constituent cette paroi

$$R=R_1+ R_2 + R_a + R_3[m^2.c/W] \tag{II.7}$$

II.3.2 Coefficient k des parois vitrées

Expression général :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_{wn}} + r_v + r_{rid} + r_{occ} [m^2. °C/W] \tag{II.8}$$

Ou :

- K_{wn} : (En W/m². °C) représente le coefficient K du vitrage nu.
- r_v : (En m². °C/W) représente la résistance supplémentaire des voilages éventuels.
- r_{rid} : (En m². °C/W) représente la résistance supplémentaire des rideaux éventuels.
- r_{occ} : (En m². °C/W) représente la résistance supplémentaire des occultations.

On adopte :

$$r_v = 0,025 [m^2. °C/W]$$

$$r_{rid} = 0,030 [m^2. °C/W]$$

La résistance des occultations r_{occ} est donnée par la formule suivante :

$$r_{occ} = 0.16 + \frac{e_{occ}}{\lambda_{occ}} \quad [m^2 \cdot ^\circ C/W] \quad (II.9)$$

- e_{occ} : (En m) représente l'épaisseur de l'occultation.
- λ_{occ} : (En W/m. °C) représente la conductivité thermique du matériau constituant [9].

Exemple de calcul

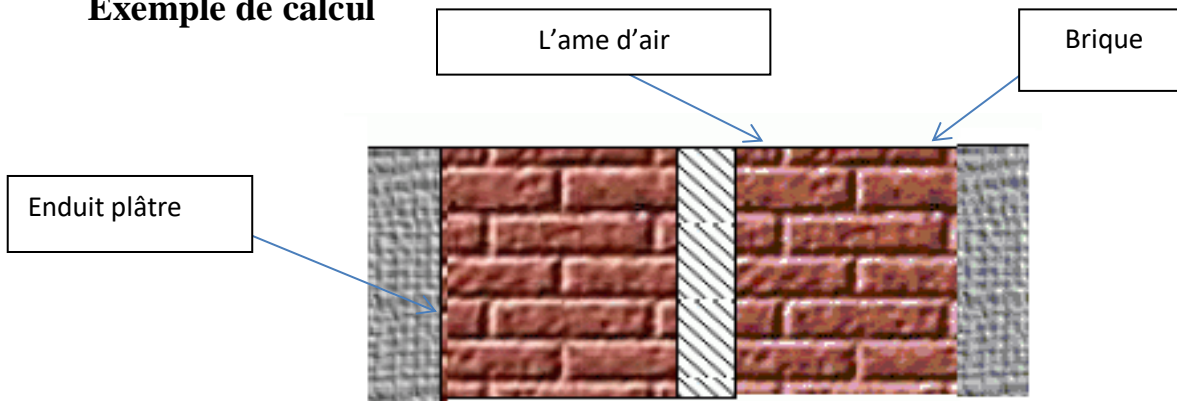


Figure II.9 exemple d'un mur extérieur.

Matériau	Epaisseur (m)	La conductivité thermique (W/m. °C)
Enduit mortier	0.02	1.4
Brique creuse	0.15	0.7
Brique creuse	0.1	0.7
Enduit plâtre	0.01	0.35

Tableau II.5 exemple d'un mur extérieur

Pour une ame d'aire d'épaisseur 0.05mm. $R_3 = 0.16m^2 \cdot ^\circ C/W$

a) Calcul des résistances :

$$R_1 = \frac{0.02}{1.4} = 0.014$$

$$R_2 = \frac{0.15}{0.7} = 0.3$$

$$R_4 = \frac{0.1}{0.7} = 0.142$$

$$R_5 = \frac{0.01}{0.35} = 0.028$$

$$R_{tot} = 0.014 + 0.3 + 0.142 + 0.028 + 0.16 = 0.72 m^2 \cdot ^\circ C/W$$

b) Coefficient de transmission K :

$$\frac{1}{K} = \sum R + \frac{1}{H_i} + \frac{1}{H_e} \quad (\text{II.10})$$

$$\frac{1}{H_e} + \frac{1}{H_i} = 0.14$$

$$\frac{1}{K} = 0.72 + 0.14$$

$$K = 1.16 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

Conclusion

Après avoir calculé les résistances thermiques et les coefficients de transmission de différents murs (donnée dans l'annexe 2), nous allons passer au calcul des apports de chaleur.

Chapitre III
Etablissement du bilan thermique
été

Introduction

Le bilan thermique estival a pour objet de déterminer les apports calorifiques internes et externes du local, la somme de ces apports est appelée charge frigorifique. Les gains externes comportent :

- Les gains par transmission à travers les parois opaques.
- Les gains dus à l'air extérieur (renouvellement et infiltration d'air).
- Les gains par ensoleillement et par transmission à travers les vitrages.

Les gains internes :

- Aux occupants.
- A l'éclairage.
- Aux appareils électriques ou autres machines diverses.

Le Document Technique Règlementaire DTR C3-4 propose des méthodes pour l'établissement de ce bilan.

III.1 Objet du Document Technique Règlementaire DTR

Le Document Technique Règlementaire (DTR) a pour objet de fixer :

- Les méthodes de détermination des apports calorifiques des bâtiments.
- La méthode de vérification de la conformité a la réglementation thermique d'été des Bâtiments.

III.1.1 Domaine d'application

Les méthodes de détermination des apports calorifiques DTR s'appliquent aux locaux :

- À usage d'habitation.
- D'hébergement (chambres collectives, dortoirs, salles de repos, ...).
- À usage de bureaux.
- D'enseignement (classes, salles d'études, ...).
- D'accueil (bibliothèques, bureaux de poste, banques, ...).
- De réunion (salles de spectacle, lieux de culte, ...).
- De vente (boutiques, supermarchés, ...).
- De restauration (cafés, restaurants, cantines, ...).
- À usage artisanal (salons de coiffure, petits ateliers, etc.) [8].

III.2 Bilan thermique d'été

Pour effectuer un bilan thermique estival, il est nécessaire de déterminer les facteurs suivant :

- La zone climatique.
- L'implantation géographique.
- L'orientation de local.
- les conditions de base extérieure et intérieure
- l'intervalle de temps critique (de 6h à 18h).
- matériaux de construction.
- le nombre d'occupant pour chaque volume thermique.
- type et nombre de machine dans chaque volume thermique.
- type et puissance d'éclairage pour chaque volume thermique [10].

III.2.1 Apport à travers les parois opaques extérieures

Les parois opaques extérieures sont les parois en contact direct avec l'air extérieur, les apports à travers les parois opaques extérieure son dû à plusieurs facteurs, des facteurs en :

➤ régimes variables :

La différence entre les températures de l'air de part et d'autre de la paroi (faces extérieures et intérieures).

Les rayonnements solaires.

➤ facteurs en régime permanent :

La masse surfacique de la paroi.

L'orientation de la paroi.

La latitude du projet.

L'heure critique.

Les apports à travers les parois opaques sont donnés par la formule suivante:

$$APO(t) = 1,2 \times K_{été} \times S_{int} \times \Delta t_e \quad [W] \quad (III.1)$$

- 1,2: Coefficient de majoration tenant compte des apports linéiques.
- $K_{été}$: (en $w/m^2 \cdot ^\circ C$) Coefficient de transmission surfacique des parois opaques.
- S_{int} : (en m^2) Surface intérieure de la paroi considérée.

- $\Delta t_e(t)$: (en °C) Différence équivalente de température à l'heure t.

III.2.1.1 Calcul de la différence de température équivalente

Est donnée par la formule suivante :

- Pour les parois ensoleillées :

$$\Delta t_e(t) = \Delta t_{es}(t) + C\Delta t_e + \frac{\alpha}{0.9} \times [\Delta t_{em}(t) - \Delta t_{es}(t)] \frac{I_{t_b}}{I_{t_b(40^\circ)}} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (\text{III.2})$$

- Pour les parois à l'ombre :

$$\Delta t_e(t) = \Delta t_{es}(t) + C\Delta t_e \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (\text{III.3})$$

- $\Delta t_{es}(t)$ (en °C): Différence équivalente de température à l'heure t en considérant que la paroi est à l'ombre. Les valeurs de $\Delta t_{es}(t)$ sont données dans le tableau III.1 de l'annexe 3, respectivement pour les parois verticales et pour les parois horizontales.
- $\Delta t_{em}(t)$ (en °C): Différence équivalente de température à l'heure t pour l'orientation de la paroi considérée. Les valeurs de $\Delta t_{em}(t)$ sont données par tableau III.1 de l'annexe 3, respectivement pour les parois verticales et pour les parois horizontales.
- $C\Delta t_e$ (en °C) : Facteur de correction dû à la différence maximale $\Delta T_{S_{\max}}$ ainsi qu'à l'écart diurne de base E_b pour le mois considéré. Les valeurs de $C\Delta t_e$ sont données dans le tableau III.2 de l'annexe 3.
- $\Delta T_{S_{\max}}$: Différence de températures sèches de l'air entre l'extérieur et l'intérieur pour le mois considéré.
- α : Facteur d'absorption de la paroi. Les valeurs de α sont donnée dans le tableau III.3 l'annexe3.
- I_{t_b} (en W/m^2): Rayonnement total de base pour le mois défini à partir de latitude et l'orientation considérés. Les valeurs de I_{t_b} sont données dans le tableau III.4 de l'annexe 3.
- $I_{t_b(40^\circ)}$ (en W/m^2): Rayonnement total de base pour le mois de Juillet, la latitude 40° Nord et pour l'orientation considérée. Sont donnée par le tableau III.4 l'annexe 3.

La différence de température équivalente $\Delta t_e(t)$ peut être négative (déperditions). Dans ce cas, on n'en tiendra pas compte dans les calculs [9].

Les valeurs de la différence de température équivalente pour les différentes orientations sont présentées dans le tableau ci-dessus

Heure solaire	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
$C\Delta te$	-14,07	-12,56	-11,05	-8,62	-5,99	-3,62	-1,37	1,194	2,4	2,4	2,4	1,554	0,48
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
$It_b (w/m^2)$	48	48	48	48	48	48	48	48	48	48	48	48	48
$It_b (40^\circ) (w/m^2)$	47	47	47	47	47	47	47	47	47	47	47	47	47
Nord													
$\Delta tes (t) (^\circ c)$	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2
$\Delta tem (t) (^\circ c)$	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2
$\Delta te(t) (^\circ c)$	-13,57	-12,06	-11,05	-8,62	-5,99	-3,62	-1,37	1,19	2,40	2,90	3,50	3,25	2,68
Sud													
$\Delta tes (t) (^\circ c)$	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2
$\Delta tem (t) (^\circ c)$	3,9	3,3	3,3	2,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	3,9	5,5	7,2	7,8
$\Delta te(t) (^\circ c)$	-10,48	-9,52	-8,05	-6,08	-3,99	-1,62	0,63	3,19	4,40	5,99	7,49	8,25	7,76
Est													
$\Delta tes (t) (^\circ c)$	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2
$\Delta tem (t) (^\circ c)$	6,1	5,5	5,5	5	4,4	5	5,5	8,3	10	10,6	10	9,4	8,9
$\Delta te(t) (^\circ c)$	-8,49	-7,52	-6,06	-4,08	-2,00	0,92	3,62	8,73	11,48	12,07	11,58	10,24	8,76
Ouest													
$\Delta tes (t) (^\circ c)$	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2
$\Delta tem (t) (^\circ c)$	6,7	6,1	5,5	5	4,4	4,4	4,4	5	5,5	5,5	5,5	6,1	6,7
$\Delta te(t) (^\circ c)$	-7,94	-6,98	-6,06	-4,08	-2,00	0,37	2,62	5,73	7,39	7,44	7,49	7,25	6,77
nord est													
$\Delta tes (t) (^\circ c)$	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2
$\Delta tem (t) (^\circ c)$	2,8	2,8	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	5,5	7,8	8,9	7,8	6,7	5,5
$\Delta te(t) (^\circ c)$	-11,48	-9,97	-8,05	-5,62	-2,99	-0,62	1,63	6,19	9,48	10,53	9,58	7,79	5,68
nord-ouest													
$\Delta tes (t) (^\circ c)$	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2
$\Delta tem (t) (^\circ c)$	4,4	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4
$\Delta te(t) (^\circ c)$	-10,03	-8,97	-8,05	-5,62	-2,99	-0,62	1,63	4,19	5,40	5,44	5,50	5,25	4,68

Tableau III.1 valeur de Δte pour les différentes orientations de l'hôpital

Sud-est

Δt_{es} (t) (°c)	0.5	0.5	0	0	0	0	0	0	0	0.5	1.1	1.7	2.2
Δt_{em} (t) (°c)	5	4.4	4.4	4.4	4.4	3.9	3.3	6.1	7.8	8.3	8.9	10	8.9
$\Delta t_{e(t)}$ (°c)	-9.48	-8.52	-7.06	-4.63	-2.00	-0.08	1.63	6.73	9.48	9.98	10.58	10.79	8.76
Sud-ouest													
Δt_{es} (t) (°c)	0.5	0.5	0	0	0	0	0	0	0	0.5	1.1	1.7	2.2
Δt_{em} (t) (°c)	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	3.9	3.3	3.3	3.3	3.9	4.4	5	5.5
$\Delta t_{e(t)}$ (°c)	-10.03	-8.52	-7.06	-4.63	-2.00	-0.08	1.63	4.19	5.40	5.99	6.50	6.25	5.68

Tableau III. 2 valeur de Δt_e pour les différentes orientations de l'hôpital (suite).

III.2.1.2 La masse rapportée à la surface du plancher

Pour déterminer la valeur de la différence de température équivalente on doit calculer d'abord la masse rapporté à la surface de plancher

$$M = \frac{\sum M_{ext} \times \frac{1}{2} \sum M_{sep} \times \sum M_i}{S_{pl}} \quad [Kg/m^2] \quad (III.4)$$

Ou :

- M_{ext} (en kg) : est la masse des parois séparant la zone thermique considérée et l'environnement extérieur (murs extérieurs, toiture, plancher éventuel en contact avec le sol).
- M_{sep} (en kg) : est la masse des parois séparant la zone thermique considérée et les autres zones thermiques (cloisons, planchers intermédiaires, plafonds).
- M_i (en kg) : désigne toute masse fixe (cloisons, murets, cage d'escalier, etc.) se trouvant au sein de la zone thermique considérée.
- S_{pl} (en m²) : est la surface de plancher pour la zone thermique considérée

$$M = \rho_{moy} \times V \quad [Kg] \quad (III.5)$$

- ρ_{moy} : Masse volumique moyenne de chaque élément constituant le mur [kg/m³].
- V : le volume de chaque mur [m³].

II.2.2 Parois opaques en contact avec deux locaux conditionnés

$$APO(t) = K_{été} \times S_{int} \times (T_{s_a} - T_{s_{b,i}}) \tag{II.6}$$

- $K_{été}$ (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.
- T_{s_a} (en $^\circ C$) : est la température sèche de l'air intérieur du local adjacent.
- $T_{s_{b,i}}$ (en $^\circ C$) : est la température sèche de l'air intérieur du local considéré.

Les apports de chaleur des parois opaque avec deux local conditionné son nul, $T_{s_a} = T_{s_{b,i}}$

II.2.3 Parois opaque en contact avec un local non conditionné

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

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

- $K_{été}$ (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.
- ΔT_{lnc} (en $^\circ C$) : représente l'écart de température entre l'espace non conditionné et le local considéré. ΔT_{lnc} est donne par la formule suivante :

$$\Delta T_{lnc}(t) = (T_{s_e} - c_{lnc}) - T_{s_i} \quad [^\circ C] \tag{III.8}$$

- $T_{s_e}(t)$ (en $^\circ C$) : est la température extérieure sèche à l' instant considéré.
- c_{lnc} (en $^\circ C$) : est un coefficient correcteur.
- T_{s_i} (en $^\circ C$) : représente la température intérieure du local conditionné.

	Tsbe = 41°C							Ti = 27°C					
Heure solaire	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Tseb corrigée (°c)	24,26	25,70	27,14	29,66	32,36	34,70	37,22	39,79	41,00	41,00	41,00	40,15	38,84
c _{lnc} (°c)	-6,00	-4,00	-3,00	-1,00	1,00	3,00	5,00	6,00	7,00	8,00	7,00	7,00	6,00
ΔT _{lnc} (°c)	3,26	2,70	3,14	3,66	4,36	4,70	5,22	6,79	7,00	6,00	7,00	6,15	5,84

Tableau III.3 valeur de c_{lnc} et de ΔT_{lnc} de l'hôpital

II.2.4 Parois en contact avec le sol

Les apports par transmission pour une paroi en contact avec le sol, planché ou mur enterré sont considérés comme nuls au-delà de $z = z_{lim}$ ($z > z_{lim}$) dont les valeurs sont données dans le tableau III.5 de l'annexe 3.

Les apports à travers un plancher en contact avec le sol n'ont lieu que sur une bande de largeur égale à 5 mètres, comptée à partir du périmètre intérieur. Au-delà de cette bande, les apports par transmission sont considérés comme nuls.

Les apports APO à travers une paroi en contact avec le sol sont donnés par :

$$APO(t) = K_{été} \times S_{app} \times (T_{s_m} - T_{s_{i,b}}) \quad [W] \quad (III.9)$$

- $K_{été}$ (en $W/m^2 \cdot ^\circ C$) : est le coefficient de transmission de la paroi calculé comme si la paroi était en contact avec l'extérieure.
- S_{app} (en m^2) : est la surface de la zone d'apport.
- $T_{s_{i,b}}$ (en $^\circ C$) : est la température du local conditionné.
- T_{s_m} (en $^\circ C$) est la température moyenne sèche de l'air extérieure, les valeurs de T_{s_m} sont données dans le tableau III.9 de l'annexe 3.

II.2.5 Apport à travers les parois vitrées

Les apports à travers les parois vitrées sont donnés par la formule suivante :

$$AV(t) = AVT(t) + AVE(t) \quad [W] \quad (III.10)$$

- $AVT(t)$ (en W) : représente les gains dus au gradient de température à travers les parois vitrées
- $AVE(t)$ (en W) : représente les gains dus au rayonnement solaire à travers les Parois vitrées.

III.2.5.1 Apport par transmission

Les apports à travers les parois vitrées sont donnés par la formule suivante :

$$AVT(t) = 1.2 \times K_{été} \times S_{ouv} \times [T_{se}(t) - T_{s_i}] \quad [W] \quad (III.11)$$

- 1.2: Coefficient de majoration tenant compte des apports à travers les ponts thermiques.
- $K_{été}$ (en $w/m^2 \cdot ^\circ C$) : Coefficient de transmission surfacique des parois opaques.
- S_{ouv} (en m^2) : Surface de l'ouverture de la paroi opaque.
- $T_{se}(t)$ (en $w/m^2 \cdot ^\circ C$) : Température extérieure sèche à l'heure (t).
- $T_{s_i}(t)$ (en $w/m^2 \cdot ^\circ C$) : Température intérieure de base.

III.2.5.2 Apport par ensoleillement

Dépend des facteurs suivants :

- L'implantation géographique du local donnée (Orientation, la hauteur de soleil...etc.).
- La surface vitrée.

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

$$AVE(t) = SV_{ens} \times I_t + (SV - SV_{ens}) \times I_d] F_s \times NP_{vi}(t) \quad [W] \quad (III.12)$$

Avec :

- SV_{ens} (m^2) : la surface vitrée ensoleillée.
- I_t (W/m^2) : le rayonnement total maximal réel.
- S_v (m^2) : la surface totale vitrée.
- I_d (W/m^2) : le rayonnement diffus maximal réel.
- F_s : le facteur solaire du vitrage.
- $Np_{vi}(t)$: le coefficient d'amortissement relatif aux gains par ensoleillement à travers les parois vitrées à l'heure (t).
- $(SV - SV_{ens})$ (m^2) : la surface vitrée à l'ombre.

1) Le rayonnement total maximal I_t et le rayonnement diffus maximal I_d :

Le rayonnement total maximal réel I_t et le rayonnement diffus maximal réel I_d sont donnés par :

$$I_t = [C_{cadre} \times C_{limp} \times C_{alt} \times C_{ros}] \times I_{t_b} \quad [W/m^2] \quad (III.13)$$

$$I_d = [C_{cadre} \times C_{limp} \times C_{alt} \times C_{ros}] \times I_{d_b} \quad [W/m^2] \quad (III.14)$$

Où :

- C_{cadre} est un coefficient tenant compte de la nature du cadre.
- C_{limp} est un coefficient tenant compte de la limpidité de l'atmosphère.
- C_{alt} est un coefficient tenant compte de l'altitude.
- C_{ros} est un coefficient tenant compte de la valeur du point de rosée.
- I_{t_b} et I_{d_b} (en W/m^2) sont les rayonnements total et diffus de base.

2) Le coefficient d'amortissement Np_{vi}

Le coefficient d'amortissement est donné en fonction de plusieurs facteurs. On distingue :

- la durée de fonctionnement des installations.
- la présence ou non de protections (stores, volets, rideaux, etc.).
- de la masse M rapportée à la surface du plancher.

- de l'orientation de la paroi vitrée et de l'heure solaire vraie.

3) Le facteur solaire F_s

Le facteur solaire F_s est égal au rapport du flux total transmis par le vitrage antisolaire au flux transmis à travers un vitrage ordinaire dans les conditions de référence. En d'autres termes, $F_s = 1$

pour un vitrage ordinaire, $F_s < 1$ pour un vitrage antisolaire. Pour réduire le coût de la climatisation, on est donc amené à installer des vitrages antisolaires.

On appelle vitrage antisolaire des vitrages constitués :

- de glaces de forte épaisseur simples ou doubles, absorbantes ou non.
- de vitrages, simples ou doubles, équipés de stores, de volets, persiennes, de rideaux

Intérieurs ou extérieurs

4) Calcul de la surface ensoleillée et ombrée du vitrage

4.1) calcul des paramètres solaire

Pour déterminer la surface ensoleillée et ombrée d'un vitrage, il faudra déterminer les valeurs de (β) hauteur du soleil et (Φ) azimut solaire.

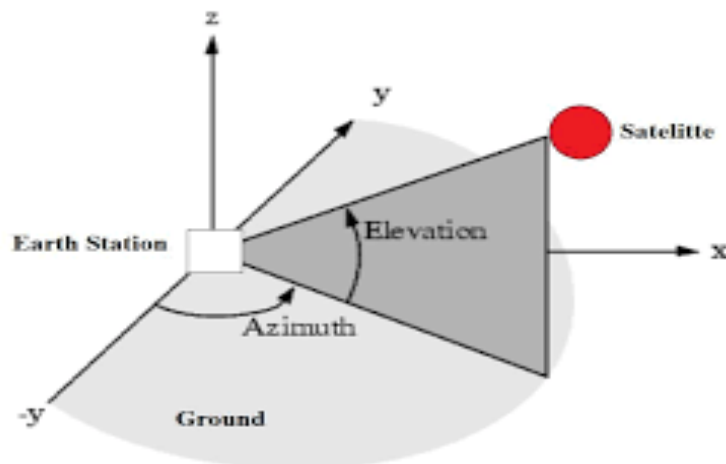


Figure III.1 Représentation les paramètres associés à la position du soleil.

➤ Cas d'une saillie verticale :

La longueur d'ombre horizontale d'une fenêtre du fait d'une saillie verticale est en fonction de l'angle $\Psi = \phi$ (azimut solaire) - ϕ (azimut de la paroi) et de la profondeur de la partie en saillie (voir figure II.2).

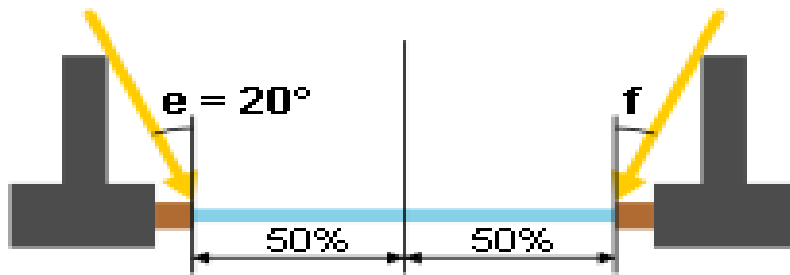


Figure III.2 ombre produite par un retrait

La longueur d'ombre latérale e_1 est donnée par :

$$e_1 = \text{tg}(\Psi) \times d = s_1 \times d \quad [\text{m}] \quad (\text{III.15})$$

$$\Psi = \phi (\text{Azimut solaire}) - \varphi (\text{Azimut de la paroi}) \quad [\text{degré}] \quad (\text{III.16})$$

➤ **Cas d'une saillie horizontale**

Si la saillie est horizontale voir figure III.3, la longueur d'ombre verticale e_2 est fonction de la profondeur c de la partie en saillie et un angle h_1 défini.

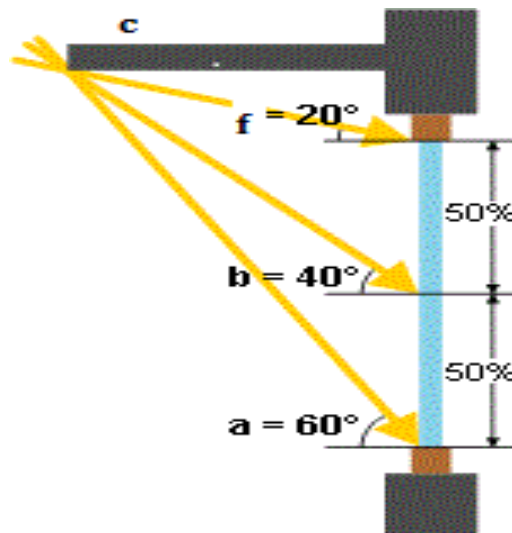


Figure III.3 Ombre produite par une saillie horizontale

La longueur d'ombre verticale e_2 est donnée par :

$$e_2 = \text{tg}(h_1) \times c = s_2 \times c \quad [\text{m}] \quad (\text{III.17})$$

Ou :

- l'angle h_1 est défini par $\text{tg}(h_1) = \frac{\text{tg}(\beta)}{\cos(\Psi)}$ (III.18)

- c (en m) : est la profondeur de la partie en saillie

❖ **Etapes de calcul :**

1- On détermine à l'aide des formules suivantes. L'azimut ϕ et la hauteur β du soleil pour l'instant considéré :

➤ la hauteur β du soleil est donnée par la formule suivante :

$$\sin(\beta) = \sin(L) \times \sin(\vartheta) + \cos(L) \times \cos(\vartheta) \times \cos(\omega) \quad (\text{III.19})$$

Ou :

- L (en degrés) : est la latitude
- ϑ (en degrés) : est la déclinaison solaire ; elle est donnée par la formule suivante :

$$\vartheta = 23,45 \times \sin \frac{360 \cdot (284 + n)}{365} [\text{en degrés}] \quad (\text{III.20})$$

Avec n le jour dans l'année compter à partir du 1er janvier.

- ω (en degré) : est l'angle horaire ; il est donné par la formule suivante :

$\omega = 0,25 \times (\text{minutes séparant l'instant donné de Midi Solaire})$ [en degrés], ω est négatif le matin, et positif l'après-midi.

➤ L'azimut solaire ϕ est donné par la formule suivante :

$$\cos \phi = \frac{\sin(\beta) \times \sin(L) - \sin(\vartheta)}{\cos(\beta) \cos(L)} \quad (\text{III.21})$$

Ou :

- β (en degrés) représente la hauteur du soleil.
- L (en degrés) représente la latitude du lieu considéré.
- ϑ (en degrés) représente la déclinaison solaire.

2- On Calcule $S_1 = \text{tg}(\Psi)$ et $S_2 = \frac{\text{tg}(\beta)}{\cos(\Psi)}$ (III.22)

3- On Calcule les longueurs d'ombre latérales et verticales, et on déduit les parties ombrées

D'où les résultats suivants :

$$S_{\text{enseillé}} = (L - e_1) \times (H - e_2) \quad [\text{m}] \quad (\text{III.23})$$

$$S_{\text{ombrée}} = (H \times L) - S_{\text{enseillé}} \quad [\text{m}] \quad (\text{III.24})$$

H : hauteur du vitrage

L : largeur du vitrage

III.2.6 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.

$$A_I(t) = A_{IS}(t) + A_{II}(t) \quad (\text{III.25})$$

Les principales sources de chaleurs prévenant de l'intérieur son :

- Les occupants.
- L'éclairage.
- Les machines entraînée par des moteurs électriques.

- Les appareils électriques.
- Les réservoirs.
- l'évaporation libre.
- l'introduction de vapeur vive.
- les tuyauteries. Les conduits d'air intérieurs

Expression général :

$$Al = \sum j (Cs_j \times A_{is,j} \times N_{Al,j}) + \sum (Cs_j \times A_{l,j}) \text{ [W]} \quad \text{(III.26)}$$

Ou :

- $A_{is,j}$ (en W) : représente la partie sensible de l'apport interne j.
- $A_{l,j}$ (en W) : représente la partie latente de l'apport interne j.
- Cs_j est le coefficient de simultanété relatif à l'apport interne j.
- $N_{Al,j}$ est le coefficient d'amortissement relatif à l'apport interne j.

III.2.6.1 Apports dus aux occupants

Les gains dus aux occupants sont une source de chaleur sensible et latente.

Gains sensibles occupants :

$$Q_s = n \times C_s \text{ [W]} \quad \text{(III.27)}$$

Gains latents occupants

$$Q_l = n \times C_l \text{ [W]} \quad \text{(III.28)}$$

- n : nombre d'occupants.
- C_s : chaleur sensible des occupants (W).
- C_l : chaleur latente des occupants (W).

$$Al = \sum j (Cs_o \times n \times C_s \times N_{Al,j}) + \sum (Cs_o \times n \times C_l) \text{ [W]} \quad \text{(III.29)}$$

III.2.6.2 Apports dus aux machines

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

$$Al = \sum j (Cs_m \times A_{is,m} \times N_{Al,m}) + \sum (Cs_m \times A_{l,m}) \text{ [W]} \quad \text{(III.30)}$$

- Cs_m : le coefficient de simultanété relatif aux machines.
- $A_{is,m}$ (en W) : les gains de chaleur sensible.
- $A_{l,m}$ (en W) : les gains de chaleur latente.
- $N_{Al,m}$ coefficient d'amortissement relatif aux machines.

III.2.6.3 Apport dus à l'éclairage

Les appareils d'éclairage constituent une source de chaleur sensible. Si l'on connaît la puissance installée pour l'éclairage, les gains dus à l'éclairage sont donnés par la formule suivante :

$$Al = \sum (W_n \times C_{me} \times C_{cr}) \quad [W] \quad (III.31)$$

Ou :

- W_n (en W) : est la puissance nominale de l'ampoule ou du tube fluorescent.
- C_{me} est un coefficient de majoration.

$C_{me} = 1,2$ pour les lampes à incandescence.

$C_{me} = 1,25$ pour les tubes fluorescents.

- C_{cr} est le pourcentage de chaleur résiduelle correspondant à la part d'énergie restant dans la salle. C_{cr} est égal à 1 pour les installations dont l'éclairage n'est pas raccordé à un système d'extraction d'air.

L'expression générale devient :

$$Al = \sum_j (C_{s_e} \times W_n \times C_{me} \times C_{cr} \times N_{Al,e}) \quad [W] \quad (III.32)$$

III.2.7 Apports de chaleur par introduction d'air extérieur

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

➤ Les gains sensibles aux infiltrations A_{INFs} est données par la formule suivante :

$$A_{INFs}(t) = 0,320 \times QV_{inf} \times (T_{s_e} - T_{s_{b,i}}) \quad [W] \quad (III.33)$$

Ou :

- 0,320 (en $J/m^3 \cdot ^\circ C$) : le produit de la chaleur spécifique de l'air ($1004 J/kg \cdot ^\circ C$) par la masse volumique de l'air ($1,15 kg/m^3$) et par un facteur de conversion ($1/3600$).
- QV_{inf} (en m^3/h) : le débit du aux infiltrations.
- T_{s_e} (en $^\circ C$) : la température sèche de l'air extérieur.
- $T_{s_{b,i}}$ (en $^\circ C$) : la température sèche de l'air intérieur.

➤ Les gains latents dus aux infiltrations A_{INFl} est donnée par la formule suivante :

$$A_{INFl} = 0,797 \times QV_{inf} \times \text{Max}(HS_{b,e} - HS_{b,i}) \quad [W] \quad (III.34)$$

- 0,797 (en $J \cdot Kg_{air}/g_{vap} \cdot m^3_{air}$) : 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 ($1/3600$).

- $HS_{b,e}$ (en g_{vap}/Kg_{as}) : l'humidité spécifique de base de l'air extérieur, les valeurs de $HS_{b,e}$ sont donnée dans l'année
- $HS_{b,i}$ (en g_{vap}/Kg_{as}) : représente l'humidité spécifique de base de l'air intérieur. les valeurs de $HS_{b,i}$ sont donnée dans l'annexe1.

III.2.7.1 Calcul du débit d'infiltrations

Le débit du aux infiltrations QV_{inf} pour un local est donnée par la formule suivante :

$$QV_{inf} = \sum(QV_{o_{inf}} \times S_{ouv,i}) \quad [m^3/h] \quad (III.35)$$

- $QV_{o_{inf}}$ (en $m^3/h.m^2$) : désigne le débit d'infiltration correspondant à l'ouvrant i considéré.
- $S_{ouv,i}$ (en m^2) : désigne la surface de l'ouverture dans la paroi pour l'ouvrant.

III.3 exemple de calcul

Les valeurs des apports son calculé par le logiciel EXCEL à 15h en 15 juillet, par la méthode de DTR C 3-4. On a choisit le bureau anesthésie située au troisième étage :

➤ Apport par transmission

Parois	S (m ²)	K (W/m ² . °C)	ΔTinc (°c)	Tse - TSb,i (°c)	Δte(t) (°c)	Appo (W)
Mur intérieure est	16,58	1,96	6,00	-	-	194,92
Mur extérieure sud	13,60	1,34	-	-	5,99	130,88
Plancher haut	14,10	0,50	-	-	17,04	144,15
Fenêtre	3,20	3,63	-	14,00	-	195,15

Tableau III.4 les apports par transmission du bureau anesthésie

➤ Apport par ensoleillement (sud)

SV (m ²)	β (degrés)	Φ (degrés)	Ψ (degrés)	e ₁ (m)	e ₁ (m)	s ensoleillé (m ²)	Fs	Npvi (t)	AVE(t)(W)
3,2	46,21	76,63	76,63	1,56	0,99	0,27	0,95	0,59	102,63

Tableau III.5 les apports par ensoleillement du bureau anesthésie

➤ Apport interne et apports de chaleur par introduction d'air extérieur(AINF)

Apport interne	Appo (W)
Machine	426,22
Occupant	176,95
Eclairage	84.88
AINF	1213.31

Tableau III. 6 Apport interne et Apports de chaleur par introduction d'air extérieur du bureau anesthésie

La puissance totale de bureau anesthésie à 15h est de 2669,09 W ; Un exemple du calcul des apports de chaleur est donné dans l'annexe 3.

Conclusion

La puissance trouvée pour chaque local nous aidera à déterminer la puissance des ventilo-convecteur à installer et de déterminer la charge frigorifique de l'installation d'eau glacée.

Etage	La puissance [W]
Sous-sol	13582,70
RDC	190731,71
R+1	170545,77
R+2	164767,44
R+3	115732,29
Totale	490592,47

Tableau III.7 Résultat global des apports

Chapitre IV
Dimensionnement du réseau
hydraulique

Introduction

Le dimensionnement du réseau hydraulique est très important dans les installations a eau glacée, les tuyaux doivent être correctement dimensionné pour pouvoir circuler le débit nécessaire afin d'alimenter les unités terminales (ventilo-convecteur).on distingue les Quatre paramètres influencent le dimensionnement des conduites:

- la vitesse.
- le diamètre.
- le débit.
- les pertes de charges.

IV.1 Dimensionnement et Calcul des tuyauteries d'eau glacée

➤ Exemple de calcule

On prend le tronçon défavorable de la première colonne situé au deuxième étage

IV.1.1 Calcul du débit

Le débit (Q_v) dépend de la puissance des ventilo-convecteur installer dans la pièce .On a:

$$Q_v = \frac{P_f \times 1000}{C_v \times \Delta T} \quad [l/s] \quad (IV.1)$$

Ou:

- P_f : puissance frigorifique
- C_v : Chaleur volumique de l'eau à 5°C
- ΔT : Température de l'eau dans les conduits

$$Q_v = \frac{2.18 \times 1000}{4198 \times 5} = 0.10 \text{ l/s}$$

IV.1.2 Diamètre des tuyaux

Pour le calcul du diamètre on fixe la vitesse d'écoulement a moins 1 m/s dans notre cas on a pris V=0.8 m/s

$$Q_v = V \times S = V \times \frac{\pi \times D^2}{4} \quad [l/s] \tag{IV.2}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times Q_v \times 1000}{V \times \pi}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 2.18 \times 1000}{0.8 \times 3.14}} = 12.85 \text{ mm}$$

Ou:

- Q_v : débit d'eau dans les conduites d'eau
- V : vitesse théorique de l'eau dans les conduites
- S : surface de la conduite
- P_i: 3.14

La normalisation du diamètre se fait par un catalogue de tuyaux. Le diamètre normalisé est 15 mm

Dénomination pour le cintrage mécanique	pouces	Diamètre extérieur nominal (mm)	Diamètre intérieur nominal (mm)
5/10	1/8	10.2	DN 6
8/13	1/4	13.5	DN 8
12/17	3/8	17.2	DN 10
15/21	1/2	21.3	DN 15
20/27	3/4	26.9	DN 20
26/34	1	33.7	DN 25
33/42	1	42.4	DN 32
40/49	1	48.3	DN 40
50/60	2	60.3	DN 50
60/70	2	70	DN 60
66/76	2	76.1	DN 65

80/90	3	88.9	DN 80
90/102	3	101.6	DN 90
102/114	4	114.3 ou 108	DN 100
127/140	5	139.7 ou 133	DN 125

Tableau IV. 1 caractéristiques des tubes en acier noir [10].

IV.1.3 La vitesse réelle

$$V \text{ (réel)} = \frac{4 \times Q_v}{\pi \times (D_{\text{nor}})^2} \quad [\text{m/s}] \quad (\text{IV.4})$$

$$V \text{ (réel)} = \frac{4 \times 2.18}{3.14 \times (15)^2} = 0.59 \quad [\text{m/s}]$$

Ou :

- Q_v : débit d'eau dans les conduites d'eau l/s
- D_{nor} : diamètre normalisé mm
- π : 3.14

IV.1.4 Perte de charge

1. Pertes de charge linéiques

La perte de charge linéique est la dissipation d'énergie du fluide lors de son écoulement. Elle est due à la résistance à l'écoulement issue de la viscosité du fluide d'une part, et aux frottements entre le fluide et la paroi d'autre part.

Sur le plan pratique elle concerne les pertes existant sur les parties rectilignes des réseaux constitués de canalisations.

1.1. Nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds est le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses, constitue un paramètre pratique pour définir le régime d'écoulement.

- Si $Re < 2000$ le régime d'écoulement est laminaire.
- Si $2000 > Re < 4000$ le régime d'écoulement est transitoire (n'est pas stable).
- Si $Re > 4000$ le régime d'écoulement est turbulent.

$$Re = \frac{V \times D_{\text{nor}}}{\mu} \quad (\text{IV.5})$$

$$Re = \frac{0.59 \times 15}{10^{-6}} = 8811$$

Ou :

- V : vitesse réel
- μ [m2/s]: la viscosité de l'eau.
- Dnor [m]: le diamètre normalisé.

1.2. Coefficient de perte de charge linéaire

La formule de Cole brook-White est utilisable si $Re > 4000$ (régime turbulent) pour évaluer le coefficient de pertes de charge linéaire dans les conduites [11].

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} - 2 \times \log \left[\frac{\xi}{3.7 \times D} + \frac{2.51}{Re \times \sqrt{\lambda}} \right] \tag{IV.6}$$

Ou :

- λ : le coefficient de perte de charge
- ξ : Rugosité du tube en m
- D : diamètre intérieur du tube en m
- Re : nombre de Reynolds

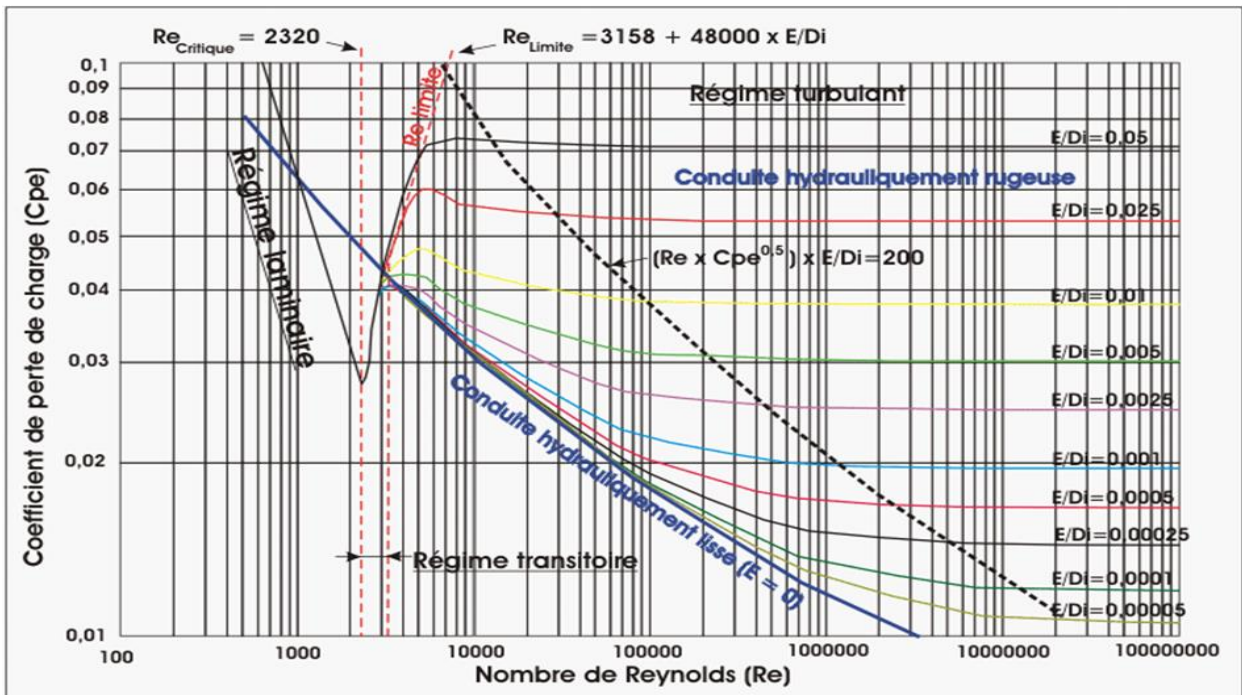


Figure IV. 1 coefficient de perte de charges [11].

On calcule la première valeur de λ avec la formule Blasius :

$$\lambda = 0.316 \times Re^{-0.25} \tag{IV.7}$$

Ou :

- Re : nombre de Reynolds
- λ : le coefficient de perte de charge

$$\lambda_1 = 0.316 \times 8820 = 0,021797073$$

$$\lambda_2 = \left[1 / \left(-2 \log \left[k / (3.7 \times D) + 2.51 / (Re \times \sqrt{\lambda_1}) \right] \right) \right]^2 \tag{IV.8}$$

Ou :

- K : la rugosité absolue de la conduite en (mm) 0.005 pour l'acier noir
- D : diamètre normalisé de la conduite
- λ : le coefficient de perte de charge

Calculer lambda jusqu'à avoir une valeur stable

λ	1	2	3	4	5	6	7	8	9
88	0,03610	0,03379	0,03407	0,03404	0,03404	0,03404	0,03404	0,03404	0,03404
20	0828	4831	745	149	604	547	554	553	553

Tableau IV. 2 calcule de coefficient de perte de charge

Au bout de la huitième valeur λ est stable on prend cette valeur pour calculer les pertes de charge linéaire

1.3. Perte de charge par mètre

$$J = \frac{(\lambda \times V^2 / 2g)}{D_{nor} \times 0.001} \text{ [m]} \tag{IV.8}$$

$$J = \frac{0,03404553 \times 0.59}{\frac{2 \times 9,81}{15 \times 0.001}} = 0.04 \text{ m}$$

Ou :

- D [mm] : diamètre normalisé de la conduite

- λ : le coefficient de perte de charge
- V [m/s]: vitesse réel
- g [m²/s] : force de gravité

Enfin pour les Perte de charge linéaire

$$P_{dcl} = j \times L \text{ [mce]} \quad (\text{IV.9})$$

$$P_{dcl} = 0.04 \times 3.85 = 0.16 \text{ mce}$$

Ou :

- J : perte de charge par mètre
- L : longueur du tronçon

2. Pertes de charge singulières

Il existe d'autres pertes de charge d'écoulement. Ce sont les pertes de charges "singulières" dont l'origine est due aux obstacles qui créent des variations géométriques d'écoulement.

Les changements brutaux de géométrie - coudes, tés de bifurcation, évasement ou rétrécissement de section de tube, robinet, vannes, obstacles divers - occasionnent des perturbations particulières vis-à-vis de l'écoulement.

Les mécanismes physiques de perte d'énergie ne sont plus alors seulement liés aux frottements, mais aussi aux transformations géométriques rencontrées par le fluide lors de son déplacement.

$$P_{dcsing} = k \times \frac{V^2}{2g} \text{ [mce]} \quad (\text{IV.9})$$

$$P_{dcsing} = 2.25 \times \frac{(0.59)^2}{2 \times 9.81} = 0.091 \text{ mce}$$

Ou:

- V [m/s] : vitesse réel
- K : coefficient de perte de charge singulière

<p>Chaudière</p>	<p>échangeur</p>	<p>Ballon d'eau chaude</p>	<p>Radiateur</p>	<p>Réservoir</p>
<p>Tes d'équerre</p>		<p>Tes cimires</p>		<p>Distributeur</p>
<p>Rétrécissement</p>	<p>Elargissement</p>	<p>Manchon</p>	<p>Coude</p>	<p>Double coude</p>
<p>Vanne à passage intégrale</p>	<p>Clapet anti retour</p>			

Tableau IV. 3 Coefficient de perte de charge singulière

D(mm)	Cuivre	8	10	12	14	16	20	30	36	40	50	>50
	Acier		8	12		15	21	25	33	40	50	>50
<p>Coude d'équerre</p>	90*	1.5	1.5	1.5	1	1	1	1	0.5	0.5	0.5	0.3
	45*	1	1	1	0.7	0.7	0.7	0.7	0.3	0.3	0.3	0.2
<p>Coude arrondi</p>	90*	2	2	1.5	1.5	1	1	1	0.8	0.8	0.8	0.5
	45*	1.3	1.3	1	1	0.7	0.7	0.7	0.5	0.5	0.5	0.3
<p>Vanne papillon ouverte</p>		1	1	0.5	0.5	0.5	0.5	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2
<p>Vanne robinet</p>		1.5	1	1	1	0.5	0.5	0.5	0.3	0.3	0.3	0.2
	→	16	16	15	14	14	12	10	8	6		






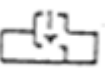
robinet a soupape		10	10	9	8	8	7	6	5	4		
 Robinet à double réglage		A boisseau	4		4	3	2	2				
		A soupape ou pointeau	14		14	12	10	8				
		A boisseau	7		7	6	4	4				
		A soupape ou pointeau	9		7	7	5	5				
 Coude de réglage			9		8	7						
 Je de réglage			15		14	14						

Tableau IV. 4 Coefficient de perte de charge singulière

3. de charge d'unité terminale pdc UT (mce)

Chaque unité à ses pertes de charge qui varie selon la puissance de l'unité et sa taille dans notre cas cette perte de charge est celle des ventilo convecteur qu'on a tiré dans le catalogue carrier. Le tableau IV.2 représente les pertes de charge effectué pour la première colonne de l'installation, les résultats des autres colonnes sont présentés dans l'annexe 4.

ADM1																				
1ER colonne																				
Tronçon	L (m)	Pf (kw)	Pc (kw)	Qf l/s	Qc l/s	V m/s	D calc (mm)	D nor (mm)	Vréel (m/s)	V ² /2g (m)	Re	λ	j mce/m	Pdc L mce	Σ K	Pdcsing (mce)	Pdc UT (mce)	Pdc tronçon (mce)	Pdc tot (mce)	2*Pdc tot (mce)
26,25	1,56	3,16	2,60	0,15	0,80	15,48	15	0,85	0,036	12785	0,03411	0,08	0,13	2,5	0,091	3,35	3,570	3,57	7,14	
28,41	4,08	3,90	5,12	0,19	0,80	17,20	20	0,59	0,018	11835	0,03303	0,03	0,12	2,5	0,044	2,65	2,812	2,81	5,62	
T2-T1	3,28	-	-	0,34	0,80	23,14	20	1,07	0,057	21424	0,03033	0,09	0,29	2	0,115		0,400	3,97	7,94	
26,45	1,56	2,70	3,47	0,13	0,80	14,31	15	0,73	0,027	10924	0,03501	0,06	0,10	2,5	0,066	3,35	3,513	3,51	7,03	
T1-Y1	2,43	-	-	0,46	0,80	27,21	26	0,88	0,038	22782	0,02905	0,04	0,10	2	0,077		0,181	4,15	8,30	
25,48	1,56	3,65	4,77	0,17	0,80	16,64	15	0,98	0,048	14768	0,03335	0,11	0,17	2,5	0,121	2,34	2,629	2,63	5,26	
V7-T6	3,30	-	-	0,64	0,80	31,90	33	0,75	0,028	24662	0,02792	0,02	0,08	2	0,056		0,134	4,28	8,57	
28,05	4,08	3,90	5,12	0,19	0,80	17,20	15	1,05	0,055	15779	0,03303	0,12	0,50	2,5	0,138	2,65	3,285	3,29	6,57	
V5-T5	3,30	-	-	0,82	0,80	36,24	33	0,96	0,047	31835	0,02686	0,04	0,12	2	0,093		0,218	4,50	9,01	
26,07	1,56	2,70	3,47	0,13	0,80	14,31	15	0,73	0,027	10924	0,03501	0,06	0,10	2,5	0,066	3,35	3,513	3,51	7,03	
T5-T4	0,85	-	-	0,95	0,80	38,96	40	0,76	0,029	30360	0,02647	0,02	0,02	2	0,058		0,074	4,58	9,15	
16,17	2,47	3,65	4,77	0,17	0,80	16,64	15	0,98	0,048	14768	0,03335	0,11	0,27	2,5	0,121	2,34	2,727	2,73	5,45	
V4-T3	1,00	-	-	1,13	0,80	42,37	40	0,90	0,040	35898	0,02581	0,03	0,03	2	0,081		0,107	4,68	9,37	
25,95	1,56	2,44	3,47	0,12	0,80	13,61	15	0,66	0,022	9872	0,03563	0,05	0,08	2,5	0,054	2,11	2,244	2,24	4,49	
Y1-Y2	5,36	-	-	1,24	0,80	44,50	40	0,99	0,049	39600	0,02545	0,03	0,17	2	0,098		0,265	4,95	9,90	
16,49	2,47	2,18	2,69	0,10	0,80	12,86	15	0,59	0,017	8820	0,03638	0,04	0,10	2,5	0,043	2,44	2,587	2,59	5,17	
V5-T5	6,23			1,35	0,80	46,32	50	0,69	0,024	34326	0,02539	0,01	0,07	2	0,047		0,122	5,07	10,14	
19,24	2,70	1,01	1,26	0,05	0,80	8,75	15	0,27	0,004	4086	0,04293	0,01	0,03	2,5	0,009	0,30	0,338	0,34	0,68	
T5-T4	1,00	-	-	1,40	0,80	47,14	50	0,71	0,025	35552	0,02525	0,01	0,01	2	0,051		0,063	5,13	10,27	
32,38	4,08	3,65	4,77	0,17	0,80	16,64	15	0,98	0,048	14768	0,03335	0,11	0,44	2,5	0,121	2,34	2,901	2,90	5,80	

Tableau IV. 5 les pertes de charge effectuée pour la première colonne de l'installation

V4-T3	1,83	-	-	1,57	0,80	49,99	50	0,80	0,032	39983	0,0248 0	0,02	0,03	2	0,064		0,093	5,23	10,45
18,36	2,70	2,18	2,69	0,10	0,80	12,86	15	0,59	0,017	8820	0,0363 8	0,04	0,11	2,5	0,043	2,44	2,596	2,60	5,19
Y1-Y2	3,45	-	-	1,67	0,80	51,62	50	0,85	0,036	42629	0,0245 6	0,02	0,06	2	0,073		0,134	5,36	10,72
19,32	2,70	2,44	3,47	0,12	0,80	13,61	15	0,66	0,022	9872	0,0356 3	0,05	0,14	2,5	0,054	2,11	2,303	2,30	4,61
	27,67			1,79	0,80	53,38	50	0,911 80817	0,0415 697	45590, 41	0,0243 3	0,02	0,56	0,8	0,033		0,593	5,95	11,91
1ER ETAGE	23,20			1,82	0,80	53,83	50	0,93	0,043	46369	0,0242 7	0,02	0,48	0,8	0,034		0,519	0,52	1,04
	4,42			3,61	0,80	75,81	80	0,72	0,026	57475	0,0224 5	0,01	0,03	0,5	0,013		0,045	6,00	12,00
RDC	22,55	-	-	2,33	0,80	60,86	60	0,82	0,034	49382	0,0235 9	0,01	0,30	0,8	0,027		0,327	0,33	0,65
	4,42			5,94	0,80	97,22	100	0,76	0,029	75609	0,0211 3	0,01	0,03	0,5	0,014		0,041	6,04	12,08

Tableau IV. 6 les pertes de charge effectuée pour la première colonne de l’installation (suite).

IV.1.5 Les vannes de régulation hydraulique

Dans cette installation des vannes à 3 voies sont installées pour permettre de répartir le fluide dans l'ensemble du réseau en fonction de la puissance du ventilateur convecteur.

Pour sélectionner les vannes on utilise la perte de charge du ventilateur-convecteur et les pertes de charge au point le plus défavorable

1. Coefficient caractéristique hydraulique (Kv)

$$K_v = \frac{36 \times Q}{\sqrt{E \times 10}} \quad (\text{IV.10})$$

Où:

- Q (l/s): débit d'eau dans le tronçon
- E(mce): perte de charge plus défavorable – perte de charge au point

$$E = 12,08 - 7,14 = 4,94 \text{ mce}$$

$$K_v = \frac{36 \times 0,15}{\sqrt{4,94 \times 10}} = 0,77$$

Le nombre de tours de la vanne est de 1 tour

1er colonne						
2IEME ETAGE						
tronçon	PDC (mce)	PDC plus défavorable	ECART	Q (l/s)	Kv	Nbre de tours
P5-V1	7,14	12,08	4,94	0,15	0,77	1
P5-V2	5,62	12,08	6,45	0,19	0,83	1
P5-V3	7,03	12,08	5,05	0,13	0,65	0,5
P5-V1	5,26	12,08	6,82	0,17	0,76	1
P5-V2	6,57	12,08	5,51	0,19	0,90	1
P5-V3	7,03	12,08	5,05	0,13	0,65	0,5
P5-V1	5,45	12,08	6,62	0,17	0,77	1
P5-V2	4,49	12,08	7,59	0,12	0,48	0,5
P5-V3	5,17	12,08	6,90	0,10	0,45	0,5
P5-V1	0,68	12,08	11,40	0,05	0,16	0,5
P5-V2	5,80	12,08	6,28	0,17	0,79	1
P5-V3	5,19	12,08	6,89	0,10	0,45	0,5
	4,61	12,08	7,47	0,12	0,48	0,5

Tableau IV. 7 Caractéristiques des vannes en acier noir

Conclusion

Le calcul hydraulique nous a permis de trouver le débit nécessaire ainsi faire le dimensionnement des conduits pour avoir le diamètre de chaque tronçon, avec les perte de charge on a pu faire le choix des pompe et des bouteilles de découplages

Chapitre V
Choix des équipements et
régulation

Introduction

A partir des résultats de troisième et quatrième chapitre nous allons passer au choix des équipements hydraulique (tuyauterie, vase d'expansion, pompes à chaleur, bouteilles de découplage et les ventilo-convecteur) afin d'assurer le confort thermique aux occupants.

V.1 Choix des équipements

V.1.1 Choix de la tuyauteries

Les groupes d'eau glacée sont encore très largement utilisés en climatisation de confort ou pour les procédés industriels. Le réseau de distribution d'eau glacée est constitué d'un ensemble de tuyauteries généralement en acier. Les tubes en acier peuvent être : en acier inoxydable, en acier électrozingué, en fonte d'acier, en acier galvanisé et en acier noir, on s'intéresse ici au tubes en acier noir (TAN) .il existe quatre paramètres influencent le dimensionnement des conduites:

- la vitesse.
- le diamètre.
- le débit.
- les pertes de charges

a) Le matériau :

L'acier est un alliage métallique composé de Fer et de Carbone (de 0.02 à 2%). la Fonte d'acier c'est lorsque la teneur en Carbone dépasse 2% et se soude difficilement (la soudabilité est inversement proportionnelle à la teneur en Carbone). La fonte d'acier est plus dure que l'acier, par conséquent : l'acier se plie, la fonte d'acier se casse.

Température de fusion de l'acier = 1538°C et la température d'ébullition de l'acier = 2861°C.
La densité : aux alentours de 7.5 [10].

b) Les caractéristiques et les applications :

Les TAN sont en acier brut, sans aucune protection contre la corrosion.

Tube acier noir (TAN)	
Utilisations	- Réseaux de chauffage et climatisation (industriel, tertiaire et individuel) - Réseaux de transport du Gaz
Assemblages	-Soudure autogène (au chalumeau, au TIG, arc) - Vissage (assemblages filetage / taraudage)

Tableau V.1 caractéristique de l'acier noir



Figure V.1 tuyaux en acier noir

V.1.2 Sélection du vase d'expansion

Un vase d'expansion (flexcon) a pour rôle de compenser ou d'absorber les fluctuations de volume de l'eau suite aux variations de température dans un réseau de chauffage ou de climatisation. Le vase d'expansion permet aussi de maintenir une pression suffisante pour un bon fonctionnement dans une installation hydraulique [12].

1. Calcule du volume

$$v_{\text{exp}} = v_{\text{inst}} \times \theta \quad (\text{l}) \quad (\text{V.1})$$

θ : Coefficient de dilatation de l'eau en fonction de sa température moyenne. (Annexe 6)

v_{exp} : Volume d'expansion en litre.

v_{inst} : Volume total de l'installation

$$v_{\text{tot}} = \frac{\text{volume net}}{\text{effet utile}} \quad (\text{l}) \quad (\text{V.2})$$

Volume net = volume d'expansion + (1% de volume de l'installation)

$$\text{effet utile} = \frac{(p_f+1)-(p_g+1)}{(p_f+1)} \quad (\text{V.3})$$

p_g : Pression effective de gonflage correspondant à la hauteur statique + 1bar.

p_f : Pression d'ouverture de la soupape + 1bar.

➤ La température moyenne :

$$T_m = \frac{6+12}{2} = 9 \text{ °C}$$

$$\theta = 0.0016$$

$$v_{\text{inst}} = 4900 \text{ litres}$$

$$v_{\text{exp}} = 7.84 \text{ litres}$$

➤ Pression de gonflage du vase d'expansion p_g :

Sachant que la masse volumique de l'eau est sensiblement égale à $1000 \text{ m}^3/\text{Kg}$

$$p_g = \rho \times g \times h$$

$$p_g = 2.16 \text{ bar}$$

➤ L'effet utile :

$$\text{effet utile} = \frac{4 - 3.16}{4}$$

$$\text{effet utile} = 0.21$$

➤ Le volume total de vase :

$$\text{Volume net} = 56.84$$

$$V_{\text{tot}} = \frac{56.84}{0.21}$$

$$V_{\text{tot}} = 270.66 \text{ l}$$

Pour cela on a choisi le vase d'expansion type SALMSON de référence 4086384 [13].

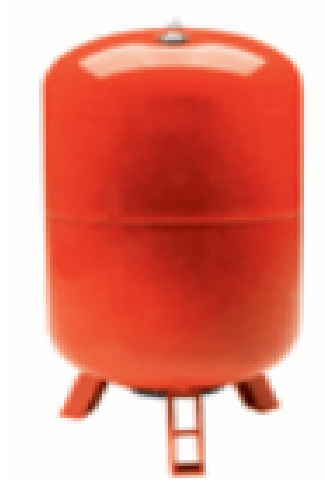


Figure V.2 vase d'expansion SALMSON 4086384 [13].

V.1.3 Choix de pompe

Pour obtenir une climatisation satisfaisante il faut que la pompe alimente les ventilo-convecteurs par leurs débits nécessaires pour le bon fonctionnement. Donc elle doit être capable d'alimenter le ventilo-convecteur le plus loin ayant la perte de charge la plus grande. Une fois l'eau est arrivée à ce ventilo-convecteur, il est certain que tous les autres sont alimentés par le débit.

Les pompes sont choisies en fonction des débits à faire circuler et de la hauteur manométrique, La hauteur manométrique d'une pompe en circuit fermé est égale à la perte de charge totale du réseau et s'exprime en (m ce).

Pour notre projet, on a choisi la Pompe monocellulaire, monobloc à volute, avec aspiration en ligne et orifice de refoulement de diamètre identique. La pompe est de conception à coulisse avant la tête de pompe (moteur tête et roue). Peut ainsi s'extraire facilement en cas de maintenance ou de réparation, alors que le corps de pompe reste sur la tuyauterie. La pompe est équipée d'une garniture à soufflet en élastomère non équilibré, la garniture mécanique est conforme à la norme EN 12756 [11].

a) Choix de pompe pour la première colonne :

le raccordement à la tuyauterie est effectué par des brides DIN PN 6/10, (EN 1092-2 et ISO 7005-2).



Figure V.3 la pompe utilisée pour la première colonne [14].

a.1) caractéristique de la pompe :

Liquide	Liquide pompé: Eau Plage température liquide: 0 à 140 °C Température liquide sélectionnée: 5 °C Densité: 1000 kg/m ³ Viscosité cinématique: 1.53 mm ² /s
Technique	Vitesse de rotation pour les données de la pompe: 2830 mn ⁻¹ Débit calculé réel: 6.082 l/s Point de fonctionnement réel de la pompe: 12.67 m Diamètre réelle de la roue mobile: 102 mm Code de la garniture mécanique: BQBE Tolérance courbe: ISO9906:2012 3B2
Installation	Plage température ambiante: -30 à 60 °C

	Pression maximale de service: 10 bar Pression maximum à la température indiquée: 10 bar / 140 °C Type raccordement: DIN Taille du raccordement: DN 65 Pression nominale pour le raccordement: PN 6/10
--	---

Tableau V.2 caractéristique de la pompe

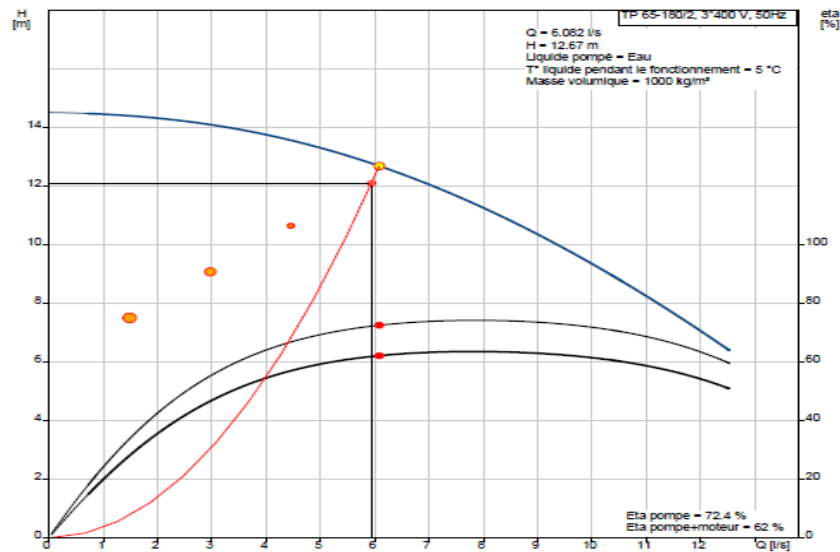


Figure V.4 point de fonctionnement de la pompe et courbe de réseau.

a.2) Lecture du graphe

Le point du fonctionnement de la pompe indique que :

La hauteur manométrique (H_{mt})= 12m

Le débit Q_v= 5.94 l/s

b) Choix de pompe pour la deuxième colonne

Le raccordement à la tuyauterie est effectué par des brides DIN PN 16 (EN 1092-2 et ISO 7005-2).



Figure V.5 la pompe utilisée pour la deuxième colonne

b.1) caractéristique de la pompe

Liquide	Liquide pompé: Eau Plage température liquide: -25 à 120 °C Température liquide sélectionnée: 5 °C Densité: 1000 kg/m ³ Viscosité cinématique: 1.53 mm ² /s
Technique	Vitesse de rotation pour les données de la pompe: 1430 mn-1 Débit calculé réel: 7.696 l/s Point de fonctionnement réel de la pompe: 9.09 m Diamètre réelle de la roue mobile: 180 mm Code de la garniture mécanique: BQQE Tolérance courbe: ISO9906:2012 3B2
Installation	Plage température ambiante: -15à 40 °C Pression maximale de service: 16 bar Pression maximum à la température indiquée: 16 bar / 120 °C Type raccordement: DIN Taille du raccordement: DN 65 Pression nominale pour le raccordement: PN 16 Entraxe: 475 mm Taille de la bride du moteur: FF165

Tableau V.3 caractéristique de la pompe

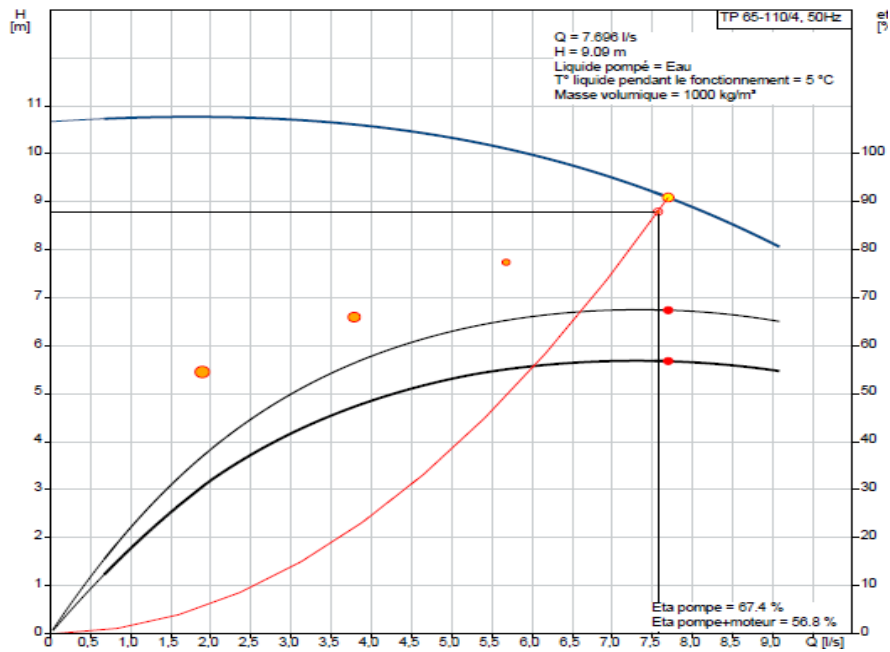


Figure V.6 point de fonctionnement de la pompe et courbe de réseau.

b.2) lecture du graphe

Le point du fonctionnement de la pompe indique que :

La hauteur manométrique (H_{mt})= 8.7 m

Le débit $Q_V = 7.56$ l/s

C) Choix de pompe pour la troisième colonne

Le raccordement à la tuyauterie est effectué par des brides DIN PN 16 (EN 1092-2 et ISO 7005-2).



Figure V.7 caractéristique de la pompe utilisée pour la troisième colonne

c.1) caractéristique de la pompe

Liquide	<p>Liquide pompé: Eau</p> <p>Plage température liquide: 0 à 120 °C</p> <p>Température liquide sélectionnée: 5 °C</p> <p>Densité: 1000 kg/m³</p> <p>Viscosité cinématique: 1.53 mm²/s</p>
Technique	<p>Vitesse de rotation pour les données de la pompe: 1430 mn-1</p> <p>Débit calculé réel: 5.861 l/s</p> <p>Point de fonctionnement réel de la pompe: 10.03 m</p> <p>Diamètre réelle de la roue mobile: 180 mm</p> <p>Code de la garniture mécanique: BAQE</p> <p>Tolérance courbe: ISO9906:2012 3B2</p>
Installation	<p>Plage température ambiante: -15à 40 °C</p> <p>Pression maximale de service: 16 bar</p> <p>Pression maximum à la température indiquée: 16 bar / 120 °C</p> <p>Type raccordement: DIN</p> <p>Taille du raccordement: DN 65</p> <p>Pression nominale pour le raccordement: PN 16</p> <p>Entraxe: 475 mm</p> <p>Taille de la bride du moteur: FF165</p>

Tableau V.4 caractéristique de la pompe

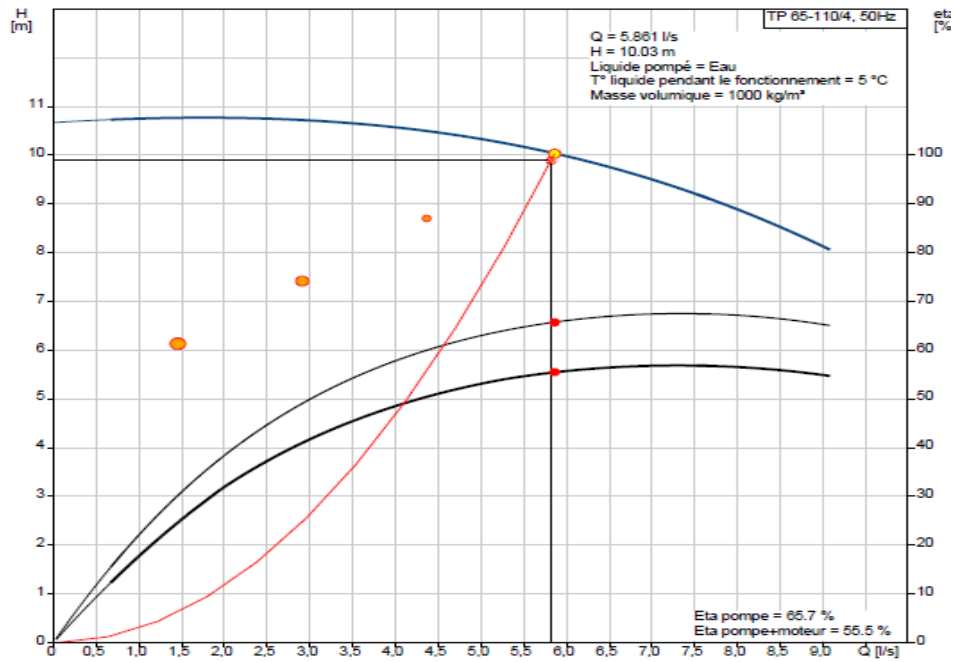


Figure V.8 point de fonctionnement de la pompe et courbe de réseau

c.2) lecture du graphe

Le point du fonctionnement de la pompe indique que :

La hauteur manométrique (H_{mt})= 9.9 m

Le débit Q_V= 5.82 l/s

d) Choix de pompe pour la quatrième colonne :

Le raccordement à la tuyauterie est effectué par des brides DIN PN 16 (EN 1092-2 et ISO 7005-2):



Figure V.9 caractéristique de la pompe utilisée pour la quatrième colonne

d.1) caractéristique de la pompe

Liquide	<p>Liquide pompé: Eau</p> <p>Plage température liquide: 0 à 140 °C</p> <p>Température liquide sélectionnée: 5 °C</p> <p>Densité: 1000 kg/m³</p> <p>Viscosité cinématique: 1.53 mm²/s</p>
Technique	<p>Vitesse de rotation pour les données de la pompe: 1830 mn-1</p> <p>Débit calculé réel: 6.048 l/s</p> <p>Point de fonctionnement réel de la pompe: 12.69 m</p> <p>Diamètre réelle de la roue mobile: 102 mm</p> <p>Code de la garniture mécanique: BAQE</p> <p>Tolérance courbe: ISO9906:2012 3B2</p>
Installation	<p>Plage température ambiante: -30 à 60 °C</p> <p>Pression maximale de service: 10 bar</p> <p>Pression maximum à la température indiquée: 10 bar / 140 °C</p> <p>Type raccordement: DIN</p> <p>Taille du raccordement: DN 65</p> <p>Pression nominale pour le raccordement: PN 6/10</p> <p>Entraxe: 340 mm</p> <p>Taille de la bride du moteur: FF115</p>

Tableau V.5 caractéristique de la pompe

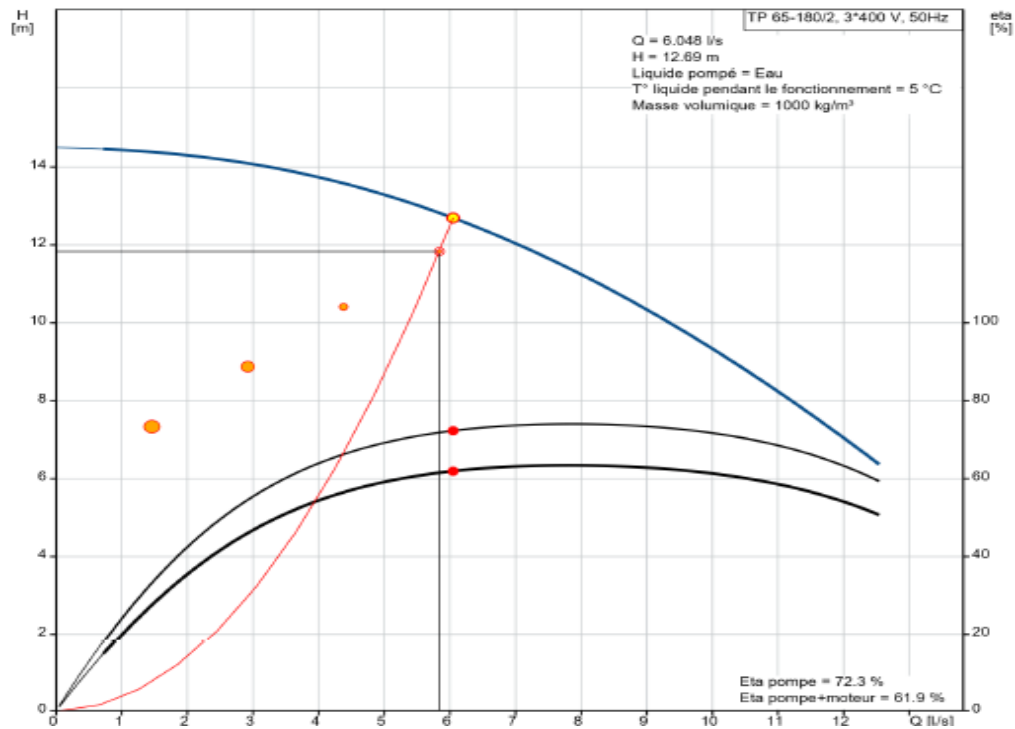


Figure V.10 point de fonctionnement de la pompe et courbe de réseau

d.2) lecture du graphe

Le point du fonctionnement de la pompe indique que :

La hauteur manométrique (Hmt)= 11.9 m

Le débit $Q_V = 5.84$ l/s

e) Choix de pompe pour la cinquième colonne

Le raccordement à la tuyauterie est effectué par des brides JIS 10 K (EN 1092-2 et ISO 7005-2).



Figure V.11 caractéristique de la pompe utilisée pour la cinquième colonne

e.1) caractéristique de la pompe

Liquide	Liquide pompé: Eau Plage température liquide: 0 à 140 °C Température liquide sélectionnée: 5 °C Densité: 1000 kg/m ³ Viscosité cinématique: 1.53 mm ² /s
Technique	Vitesse de rotation pour les données de la pompe: 1830 mn-1 Débit calculé réel: 6.048 l/s Point de fonctionnement réel de la pompe: 12.69 m Diamètre réelle de la roue mobile: 102 mm Code de la garniture mécanique: BAQE Tolérance courbe: ISO9906:2012 3B2
Installation	Plage température ambiante: -30 à 60 °C Pression maximale de service: 10 bar Pression maximum à la température indiquée: 10 bar / 140 °C Type raccordement: DIN Taille du raccordement: DN 65 Pression nominale pour le raccordement: PN 6/10 Entraxe: 340 mm Taille de la bride du moteur: FF115

Tableau V.6 caractéristique de la pompe

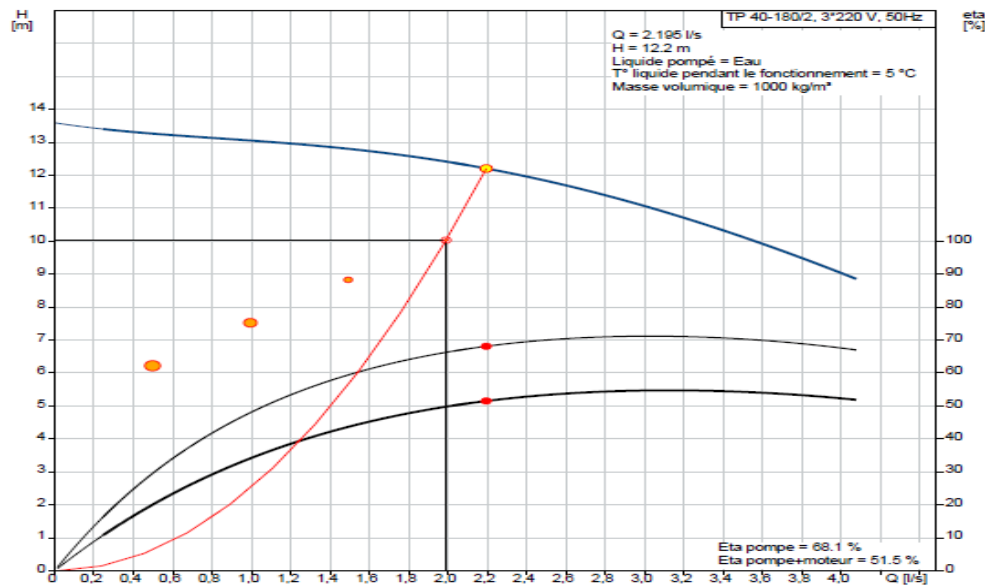


Figure V.12 point de fonctionnement de la pompe et courbe de réseau

e.2) lecture du graphe

Le point du fonctionnement de la pompe indique que :

La hauteur manométrique (H_{mt})= 10 m

Le débit $Q_V = 1.99$ l/s

V.1.4 Choix de bouteille de découplage

La bouteille de découplage permet :

- le raccordement simplifié de plusieurs circuits secondaires.
- le dégazage et la décantation.

La bouteille de découplage est disposée verticalement avec les raccords les plus chauds en haut et les plus froids en bas. Le dimensionnement d'une bouteille de découplage s'effectue traditionnellement selon la règle dite des « 3D » qui consiste à respecter :

- un diamètre de bouteille supérieur ou égal à trois fois le plus gros diamètre raccorde.
- une hauteur de bouteille déterminée par un écartement de trois diamètres entre les canalisations.
- un décalage de trois diamètres entre la canalisation d'arrivée d'eau en provenance de la production et la canalisation de départ secondaire.
- une distance de trois diamètres entre la canalisation haute et le sommet de la bouteille
- une distance de trois diamètres entre la canalisation basse et le bas de la bouteille.

- une distance de six diamètres séparant les raccords chauds (départs secondaires) des raccords froids (retours secondaires) [15].

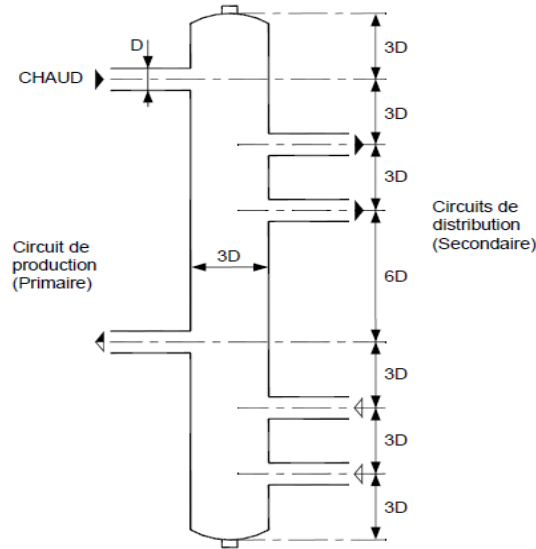


Figure V.13 Bouteille de découplage dimensionnée selon la règle des « 3D »

Le diamètre nominal de la bouteille

$$D_b = \sqrt{\frac{354 \times Q_p}{V_b}} \text{ (mm)} \tag{V.4}$$

a) Choix de bouteille de découplage pour la première colonne

Débit	5.94 m ³ /h
Vitesse dans la bouteille	0.8 m/s
Diamètre nominale de la bouteille	51.26 mm
Hauteur de la bouteille	1230.442mm

Tableau V.7 résultat de calcul de la bouteille hydraulique pour la première colonne

b) Choix de bouteille de découplage pour la deuxième colonne

Débit	7.57 m ³ /h
Vitesse dans la bouteille	0.8 m/s
Diamètre nominale de la bouteille	57.87 mm
Hauteur de la bouteille	1389.04mm

Tableau V.8 résultat de calcul de la bouteille hydraulique pour la deuxième colonne

c) Choix de bouteille de découplage pour la troisième colonne

Débit	5.82 m ³ /h
Vitesse dans la bouteille	0.8 m/s
Diamètre nominale de la bouteille	50.74 mm
Hauteur de la bouteille	1217.95mm

Tableau V.9 résultat de calcul de la bouteille hydraulique pour la troisième colonne

d) Choix de bouteille de découplage pour la quatrième colonne

Débit	5.84 m ³ /h
Vitesse dans la bouteille	0.8 m/s
Diamètre nominale de la bouteille	50.83 mm
Hauteur de la bouteille	1220.04 mm

Tableau V.10 résultat de calcul de la bouteille hydraulique pour la quatrième colonne

e) Choix de bouteille de découplage pour la cinquième colonne

Débit	1.99 m ³ /h
Vitesse dans la bouteille	0.8 m/s
Diamètre nominale de la bouteille	29.67 mm
Hauteur de la bouteille	712.18m

Tableau V.11 résultat de calcul de la bouteille hydraulique pour la cinquième colonne

V.1.5 Choix des unités d'intérieure

1. Les cassettes eau glacée alpine 42GW

La gamme 42GW offre une solution pour une large variété d'applications commerciales et résidentielles de petites et moyennes tailles. Elle est conçue pour de grands bureaux, des magasins, des restaurants, des réceptions d'hôtel, des salles de réunion, des banques, des laboratoires, des salles d'exposition, etc.

Extra plates et légères, ces cassettes sont normalement installées dans les faux-plafonds et assurent la diffusion d'air dans deux, trois ou quatre directions. Elles maintiennent la température et le degré d'humidité requis avec précision, empêchent les courants d'air et la formation de zones d'air stagnant [15].



Figure V.14 cassettes eau glacée alpine 42GW [15].

Etage	Local	Apport thermique (KW)	Type de la cassette	Puissance calorifique (KW)	Puissance frigorifique (KW)
Sous-sol	L'Abo d'urgence	2,93	309C 2 tubes	3.68	3.98
	Secrétariat	3,16	309C 2 tubes	3.68	3.98
	bureau chef de centre	3,28	309C 2 tubes	3.68	3.98

Tableau V.12 type et paramètre de fonctionnement des cassettes (sous-sol)

Etage	Local	Apport thermique (KW)	Type de la cassette	Puissance calorifique (KW)	Puissance frigorifique (KW)
RDC	salle déchoquage médical	2,59	309C 2 tubes	3.68	3.98
	salle de consultation sage-femme	3,56	709C 2 tubes	4.38	4.05
	attente homme	3,83	709C 2 tubes	4.38	4.05
	attente femme	5,59	509C 2 tubes	6.84	6.08
	salle de consultation gynécologie	2,92	309C 2 tubes	3.68	3.98
	salle consultation gynécologie	2,89	309C 2 tubes	3.68	3.98
	bureau chef de centre	2,87	309C 2 tubes	3.68	3.98
	salle d'observation pédiatre	3,01	309C 2 tubes	3.68	3.98
	salle d'observation gynécologie	4,40	609C 2 tubes	6.26	5.47

Tableau V.13 type et paramètre de fonctionnement des cassettes (RDC)

Etage	Local	Apport thermique (KW)	Type de la cassette	Puissance calorifique (KW)	Puissance frigorifique (KW)
R+1	salle pré travail	3,33	309C 2 tubes	3.68	3.98
	salle pré travail	3,41	709C 2 tubes	4.38	4.05
	salle de pré travail	3,33	309C 2 tubes	3.68	3.98
	salle de soin intensif	4,62	609C 2 tubes	6.26	5.47
	staff médical	3,70	709C 2 tubes	4.38	4.05
	bureau médecin	3,53	709C 2 tubes	4.38	4.05
	salle neonat	5,31	509C 2 tubes	6.84	6.08
	salle pré travail	3,60	709C 2 tubes	4.38	4.05
	salle pré travail	2,66	309C 2 tubes	3.68	3.98
	salle de réanimation	2,09	409D 4 tubes	4.32	2.56
	pharmacie	2,01	409D 4 tubes	4.32	2.56
	salle neonat	3,05	309C 2 tubes	3.68	3.98
	salle neonat	3,18	309C 2 tubes	3.68	3.98

Tableau V.14 type et paramètre de fonctionnement des cassettes (1er étage)

Etage	Local	Apport thermique (KW)	Type de la cassette	Puissance calorifique (KW)	Puissance frigorifique (KW)
R+2	chambre 2 lits	3,98	409D 4 tubes	5.8	4
	chambre 2 lits	3,87	409D 4 tubes	5.8	4
	chambre 2 lits	3,68	409D 4 tubes	5.8	4
	chambre 2 lits	3,41	409D 4 tubes	5.8	4
	chambre a 2 lits	3,26	309C 2 tubes	3.68	3.98
	chambre 2 lits	3,29	309C 2 tubes	3.68	3.98
	chambre 2 lits	3,50	409D 4 tubes	5.8	4
	chambre 2 lits	3,60	409D 4 tubes	5.8	4

Tableau V.15 type et paramètre de fonctionnement des cassettes (2eme étage)

Etage	Local	Apport thermique (KW)	Type de la cassette	Puissance calorifique (KW)	Puissance frigorifique (KW)
R+3	plateau technique	4,19	609C 2 tubes	6.26	5.47
	salle de réveil	4,52	609C 2 tubes	6.26	5.47
	salle de translitement	2,52	309C 2 tubes	3.68	3.98
	brassage préparation malade	7,79	709D 4 tubes	13.99	7.91
	chambre de garde 1	3,20	309C 2 tubes	3.68	3.98
	chambre de garde 2	3,60	409D 4 tubes	5.8	4
	salle de détente	4,84	609C 2 tubes	6.26	5.47
	salle commune	4,01	609D 4 tubes	7.79	4.97
	bureau médecin	2,94	309C 2 tubes	3.68	3.98
	pharmacie	3,59	409D 4 tubes	5.8	4
	salle commune	6,07	609C 2 tubes	8.51	7.19

Tableau V.16 type et paramètre de fonctionnement des cassettes (3eme étage)

2. L'ATMOSPHERA 42EM

L'ATMOSPHERA carrier 42EM est un système de climatisation compact disponible en trois tailles 1,2 et 3. Les tailles 2 et 3 pouvant chacune être décliner en 4 modèles. Cette installation est caractérisé par :

- Flexibilités de configuration
- Bas niveau sonores
- Compacité
- Un ventilateur centrifuge, un filtre à air, une alimentation en air neuf munie d'un régulateur de débit (en option), une batterie à eau froide, une batterie à eau chaude ou électrique.
- Caisson en tôle d'acier galvanisé dont l'intérieur est entièrement revêtu d'un isolant haute efficacité afin de garantir les isolations thermique et phonique de l'unité.
- Ventilateur 6 vitesses dont 3 pré-câblées en usine pour répondre aux besoins de chaque chantier.
- Les batteries froides et les batteries chaudes devront être fabriquées en tube cuivre de diamètre extérieure 3/8, et des ailettes en aluminium. La pression maximal d'utilisation coté eau devras être de 10 bar.
- Le bac à condensats sous la batterie et sous les blocs devras être monobloc en aluminium afin d'éviter les fuites éventuelle.
- Les modules 42EM devront pouvoir se connecter à des régulations électronique autorisant les changements de vitesse manuel et permettant ainsi e modifie les puissances calorifiques et frigorifiques de l'appareille [15].

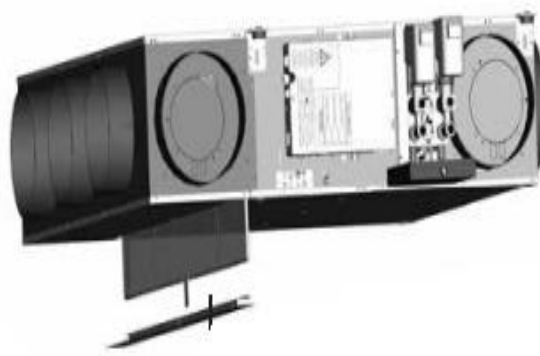


Figure V.15 L'ATMOSPHERA 42EM [15].

Etage	Local	Apports thermique (KW)	Type de 42EM	La puissance calorifique (KW)	La puissance frigorifique (KW)
Sous-sol	bureau administration	2,54	309C 2 tubes	3.68	3.98

Tableau V.17 type et paramètre de fonctionnement de l'ATMOSPHERA 42 EM (sous-sol)

Etage	Local	Apports thermique (KW)	Type de 42EM	La puissance calorifique (KW)	La puissance frigorifique (KW)
RDC	salle de pansement	2,31	309C 2 tubes	3.68	3.98
	salle de plâtre	2,29	309C 2 tubes	3.68	3.98
	salle de consultation médecin	2,77	309C 2 tubes	3.68	3.98
	salle de consultation médecin	2,77	309C 2 tubes	3.68	3.98
	salle de radiologie d'urgence	3,37	409D 4 tubes	5.8	4
	bureau infirmerie	2,74	309C 2 tubes	3.68	3.98
	bureau facturation	2,63	309C 2 tubes	3.68	3.98
	salle de pansement	3,01	309C 2 tubes	3.68	3.98
	salle consultation gynecologie	3,09	309C 2 tubes	3.68	3.98

Tableau V.18 type et paramètre de fonctionnement de l'ATMOSPHERA 42 EM (RDC)

Etage	Local	Apports thermique (KW)	Type de 42EM	La puissance calorifique (KW)	La puissance frigorifique (KW)
R+1	salle de naissance	2,37	309C 2 tubes	3.68	3.98
	salle de réanimation	2,84	309C 2 tubes	3.68	3.98
	salle de naissance	2,22	309C 2 tubes	3.68	3.98
	salle de naissance	2,47	309C 2 tubes	3.68	3.98
	bureau pour sage-femme	3,01	309C 2 tubes	3.68	3.98
	bureau gynécologue	2,19	309C 2 tubes	3.68	3.98
	chambre garde malade	2,68	309C 2 tubes	3.68	3.98
	chambre garde malade	2,65	309C 2 tubes	3.68	3.98
	salle de préparation pour transfert	2,29	309C 2 tubes	3.68	3.98
	Secrétariat	3,11	309C 2 tubes	3.68	3.98

Tableau V.19 type et paramètre de fonctionnement de l'ATMOSPHERA 42 EM
(1er étage)

Etage	Local	Apports thermique (KW)	Type de 42EM	La puissance calorifique (KW)	La puissance frigorifique (KW)
R+2	chambre 1 lit	3,63	409D 4 tubes	5.8	4
	office	2,29	309C 2 tubes	3.68	3.98
	chambre	2,37	309C 2 tubes	3.68	3.98
	chambre de garde	1,05	209C 2 tubes	2.17	1.77
	chambre de consultation chirurgie	2,12	309C 2 tubes	3.68	3.98
	salle infirmerie	2,45	309C 2 tubes	3.68	3.98
	chambre de garde	1,62	209C 2 tubes	2.17	1.77
	salle de consultation 01	2,15	309C 2 tubes	3.68	3.98
	salle de consultation 2	1,98	309C 2 tubes	3.68	3.98
	salle de consultation pre anes	1,89	309C 2 tubes	3.68	3.98

Tableau V.20 type et paramètre de fonctionnement de l'ATMOSPHERA 42 EM
(2eme étage)

Etage	Local	Apports thermique (KW)	Type de 42EM	La puissance calorifique (KW)	La puissance frigorifique (KW)
R+3	préparation médecin	2,47	309C 2 tubes	3.68	3.98
	bureau anesthésie	2,66	309C 2 tubes	3.68	3.98
	bureau infirmerie 1	2,52	309C 2 tubes	3.68	3.98
	bureau infirmerie 2	2,50	309C 2 tubes	3.68	3.98
	bureau chirurgie gynéco	2,48	309C 2 tubes	3.68	3.98
	bureau chirurgie pédiatre	2,70	309C 2 tubes	3.68	3.98
	garde malade 1	2,94	309C 2 tubes	3.68	3.98
	garde malade 2	2,97	309C 2 tubes	3.68	3.98
	salle de réunion	1,93	309C 2 tubes	3.68	3.98

Tableau V.21 type et paramètre de fonctionnement de l'ATMOSPHERA 42 EM
(3eme étage)

V.1.6 Choix de vanne d'équilibrage

Les installations climatisation doivent garantir un confort élevé et une faible consommation d'énergie. L'équilibrage est assuré par le placement de vannes aux endroits stratégiques d'un réseau afin de contrôler, d'équilibrer et de régler le débit. Pour équilibrer un réseau il existe trois types de vannes d'équilibrage :

- Les vannes d'équilibrage manuel ou statique
- Les vannes d'équilibrage dynamique ou automatique
- Les vannes d'équilibrage à pression différentielle

V.1.7 Choix de groupe de production d'eau glacée

C'est une machine frigorifique à compression mécanique se compose essentiellement de quatre organes : Un évaporateur, Un condenseur, Un compresseur, Un détendeur.

Pour sélectionner notre groupe on devait d'abord calculé sa puissance frigorifique total, d'après le troisième chapitre on a la puissance totale est de 490592,47 W.

A partir du catalogue Carrier on a choisi le groupe de production d'eau glacée de la gamme 30RBP, ses caractéristique son donnée dans l'annexe 5.

V.2 Représentation du circuit hydraulique dans une synoptique globale

La synoptique est faite avec le logiciel AUTOCAD après le calcul hydraulique et le choix de différents équipements.

V.3 Régulation**V.3.1 Définition**

Une boucle de régulation comprend essentiellement un organe de détection de la grandeur à régler , un régulateur qui compare la valeur instantanée de la grandeur à régler puis en cas d'écart de réglage constaté , élabore sur certaines bases de calcul(algorithme par exemple) une certaine grandeur de réglage laquelle va par l'intermédiaire d'un actionneur (un servomoteur par exemple) positionner un organe de réglage (vanne par exemple) de façon a rapprocher le plus possible la grandeur réglée de la valeur de consigne, autrement dit de façon à réduire le plus possible l'écart de réglage [4] .

V.3.2 Éléments constituant une chaîne de régulation**➤ Capteurs :**

Les capteurs, appelés parfois sondes ou détecteurs convertissent une grandeur physique (pression, température, etc.) en une grandeur utilisable par des appareils de traitement et de

Conditionnement du signal. Les signaux délivrés peuvent être électriques (tension, courant), pneumatiques ou de déplacement (dilatation).

➤ **Régulateurs :**

Un régulateur est un appareil qui commande un actionneur à partir des informations issues des organes de détection. Pour ce faire :

Il compare une information (signal) fournie par un capteur (sonde ou thermostat) à une valeur de référence (consigne) ; cette comparaison peut être réalisée par une balance mécanique (forces), électrique (pont de Wheatstone) ou par un comparateur électronique.

➤ **Actionneurs :**

L'ordre de commande issu du régulateur agit sur un actionneur composé de deux parties : l'organe de commande (servomoteur) et l'organe de réglage (vannes ou volets) qui agit sur le vecteur énergétique [16].

V.3.3 Les capteurs

a) Détecteur à résistance

Le détecteur à résistance est un principe physique fondé sur la modification d'une résistance électrique de certains métaux lors d'une modification de température.

Un convertisseur électrique convertit le changement de température en un signal électrique mesurant le changement de la résistance. Le platine, le cuivre et le nickel sont trois métaux largement utilisés

b) Détecteur d'ambiance

Un détecteur d'ambiance a pour fonction de mesurer la température à l'intérieur d'un local.

Cette prise de température doit être précise.

Ce détecteur doit être placé à un endroit où la température est particulièrement représentative du milieu contrôlé, à l'abri des courants d'air, de l'action directe d'une source de chaleur et du soleil.

c) Détecteur de température

c.1) Les thermistances :

C'est un capteur de température composé d'une résistance à l'intérieur, il existe deux types de thermistance

CTN (coefficient de température négatif) : c'est lorsque la résistance décroît, la température augmente

CTP (coefficient de température positif) : c'est lorsque la résistance croît, la température augmente

c.2) Les thermocouples :

C'est un capteur de température. Il se compose de deux métaux de natures différentes reliées à une extrémité. Quand la jonction des métaux est chauffée ou réfrigérée, une tension variable est produite, qui peut être ensuite transcrite en température. Le thermocouple produit une tension correspondante à la différence de température entre le point chaud et le point froid.

d) Détecteur d'humidité

Les détecteurs d'humidité utilisent comme élément sensible des corps hygroscopiques. Ces détecteurs fonctionnent sur le principe de mesures électriques effectuées à partir de la variation de résistance électrique ou de capacités de certains matériaux lorsque leur humidité varie.

Le détecteur devra être à un emplacement où il pourra détecter l'humidité relative moyenne et ses variations, en étant à l'abri des sources de chaleur ou des courants d'air [4].

V.3.4 Les vannes

Les vannes de régulation ont pour rôle de moduler un débit. Elles sont équipées d'un servomoteur commandé par un signal progressif d'ouverture. Elles peuvent prendre une position donnée entre leur fermeture et leur ouverture complète.

V.2.4.1 Différents types de vannes

a) Les Vannes trois voies

Les vannes trois voies peuvent être utilisées en mélange ou en répartition dépendant de la régulation.

Une vanne à trois voies comporte une voie directe, une voie bypass et une voie commune. La voie commune est repérée par un triangle blanc, elle est parcourue par un débit constant et placée en série avec le circulateur.

La position d'ouverture de la vanne est donnée en référence à l'ouverture de la voie directe, qui assure la régulation. C'est pour cette voie qu'est définie sa caractéristique (égal pourcentage ou linéaire). La voie bipasse est complémentaire de la voie directe.

Une vanne à trois voies est dite « ouverte » lorsque la voie directe est grande et la voie bipasse fermée. Elle est dite « fermée » lorsque la voie directe est fermée et la voie bipasse grande ouverte [17].

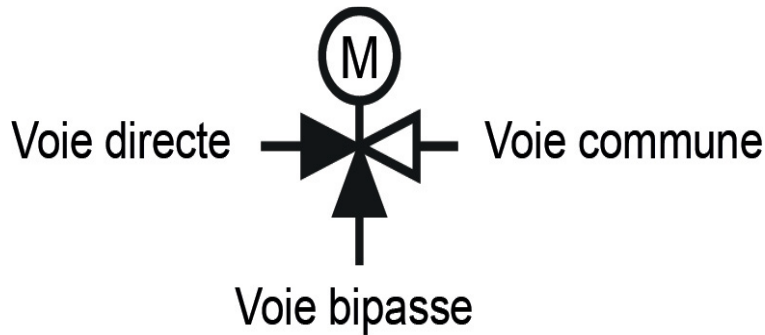


Figure V.16 Symbole d'une vanne de régulation à trois voies

a.1) Montage des vannes trois voies

Ces montages sont désignés en « décharge ».

- en entrée de l'émetteur montage en « décharge ».
- en sortie de l'émetteur montage en « décharge inversée ».

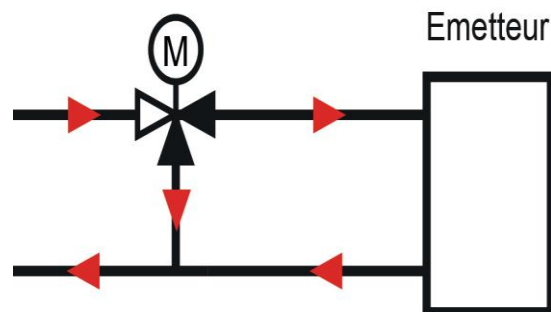


Figure V.17 Variation de débit par une vanne à trois voies montée en « décharge »

Les débits sont divergents (entrée par la voie commune et sorties par les deux autres voies).

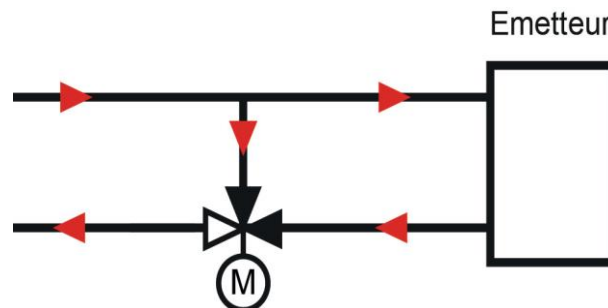


Figure V.18 Variation de débit par une vanne a trois voies montée en « décharge inversée »

Les débits sont convergents dans la vanne (entrées par les voies directes et bipasse sortie par la voie commune).

➤ Les applications

Régulation de ventilo-convecteurs, de batteries de centrales de traitement d'air...

b) Les vannes 2 voies

La vanne à deux voies est placée en série avec l'émetteur. L'ouverture progressive de la vanne assure une variation du débit d'alimentation de l'émetteur. Le débit soutire au réseau de distribution est dans ce cas variable.

➤ Les applications :

Régulation de ventilo-convecteurs, de batteries de centrales de traitement d'air, régulation de planchers chauffants, robinets thermostatiques...

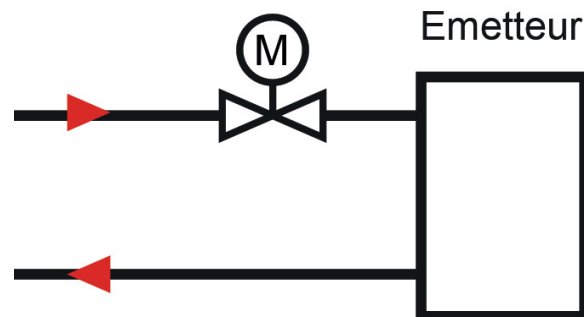


Figure V.19 Variation de débit par une vanne a deux voies

b.1) Montages avec une vanne à deux voies

La vanne a deux voies est placée en série avec l'émetteur .L'ouverture progressive de la vanne assure une variation du débit d'alimentation de l'émetteur. Le débit soutire au réseau de distribution est dans ce cas variable [17].

➤ Les applications :

Régulation de ventilo-convecteurs, de batteries de centrales de traitement d'air, régulation de planchers chauffants, robinets thermostatiques...

V.3.5 Les régulateurs de pression

V.3.5.1 Les régulateurs de pression différentielle

Les régulateurs de pression différentielle ont pour rôle de stabiliser la pression différentielle à la valeur de consigne paramétrée. Ils sont composés d'un corps de vanne mis en mouvement :

- soit par la différence de pressions qui s'applique de part et d'autre d'une membrane.
- soit par les pressions qui s'appliquent en direct sur le corps de la vanne.

Les régulateurs de pression différentielle s'installent selon deux montages possibles :

- en parallèle
- en série

1. Régulateurs de pression différentielle parallèle

Le régulateur de pression différentielle est placée en parallèle il est ferme et il s'ouvre pour dériver un débit lorsque la pression différentielle mesurée augmente au-delà de la valeur de consigne paramétrée.

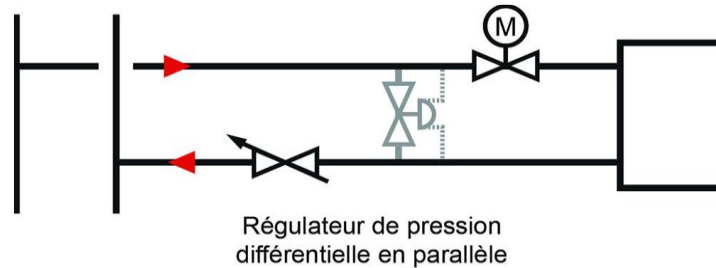


Figure V.20 Régulateur de pression différentielle monte en parallèle

2. Régulateurs de pression différentielle en série

Lorsque le régulateur de pression différentielle est placé en série. Il est normalement ouvert et se ferme lorsque la pression différentielle mesurée augmente au-delà de la valeur de consigne paramétrée.

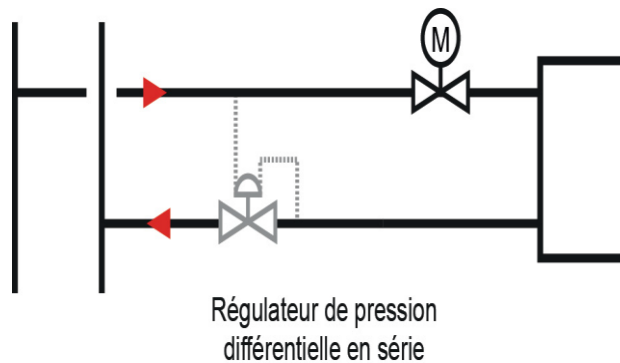


Figure V.21 Régulateur de pression différentielle monte en série

V.3.6 Les régulateurs de débit

Les régulateurs de débit ont pour rôle de stabiliser le débit a la valeur de consigne paramétrée. Leur principe est similaire à celui des régulateurs de pression différentielle en série. la mesure de pression différentielle est effectuée de part et d'autre d'un organe déprimogène ou d'un dispositif similaire. Ce sont les pertes de charge qui sont mesurées et donc le débit. Le régulateur de débit se ferme lorsque le débit mesure augmente au-delà de la valeur de consigne paramétrée.

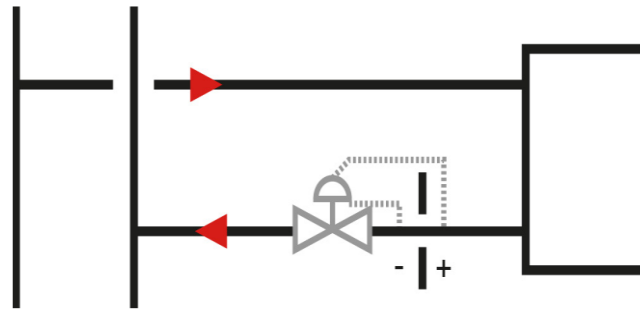


Figure V.22 Régulateur de débit

V.3.7 Régulation des systèmes de climatisation

V.3.7.1 La régulation proportionnelle

Les commandes proportionnelles sont spécialement conçues pour réagir au changement de température. Ils augmentent ou diminuent l'alimentation électrique lorsque la température atteint sa limite supérieure ou inférieure, ce qui ralentit ou accélère le chauffage. La plage de température connue sous le nom de bande proportionnelle permet aux commandes proportionnelles de diminuer ou d'augmenter l'alimentation électrique pour ralentir ou accélérer le chauffage lorsque l'indicateur de température est dans la bande proportionnelle, la chaleur change en fonction de la variation de température [5].

V.3.7.2 La régulation PID

Ce contrôle est une combinaison de contrôle intégré et dérivé appelé PID. Il fonctionne dans une bande proportionnelle possède deux caractéristiques qui améliorent le contrôle global de la température. De plus, la fonction de proportion PID permet de distinguer la valeur globale, les températures de régulation antérieures, de la valeur dérivée, l'évolution des taux antérieurs.

Conclusion

Chaque installation de climatisation nécessite une régulation, afin d'économiser et de dépenser que la quantité nécessaire de l'énergie.

Conclusion générale

Conclusion générale

Notre travail consiste à étudier et à schématiser le réseau hydraulique de climatisation d'un hôpital à 64 lits dans la willaya de Chlef et faire le dimensionnement du groupe d'eau glacée et des équipements installés.

Pour cela on a établi le bilan thermique pour chaque pièce à conditionner on prenant en compte des conditions de base du site et les caractéristiques de la structure du bâtiment, en utilisant le DTR C 3-4 et le logiciel du calcul EXCEL, afin de déterminer les puissances nécessaires pour atteindre les conditions désiré et une utilisation optimal ainsi la puissance total de l'installation.

On a utilisé le logiciel AUTOCAD pour la schématisation du réseau hydraulique de l'hôpital (les tuyaux, les pompe, les bouteilles de découplage hydraulique, le vase d'expansion, ventilo-convecteur).

En fin, ce travail nous a permis d'approfondir nos connaissances dans le domaine de climatisation, Nous espérons qu'il sera utile aux futures promotions et s'en servir comme modèle.

Bibliographie

Bibliographie

- [1] :Roger Cadiergues .catalogue établissement recevant du publique
- [2] ASHRAE
- [3] énergie plus
- [4] Jean Louis Le REKNAGEL manuel pratique de génie climatique 1995.
- [5] Cyrille étude d'installation de climatisation1999.
- [6] Jean Desmons Génie climatique. 2 eme édition.
- [7] Le panneau solaire.net.
- [8] Yves Jannot transfer thermique 2009.
- [9] Ministère de l'habitat. Document technique réglementaire (D T R).. 10 décembre 1997. Alger.
- [10] Catalogue acier noir.
- [11] The Engineering Toolbox.
- [12] abclim.
- [13] catalogue vase d'expansion SALMSON.
- [14] catalogue pompe GRUNDFOS.
- [15] manuel de carrier corporation 1960.
- [16] Gérard LAURENT Régulation des systèmes de chauffage et de climatisation des bâtiments.
- [17] Alain MAUGARD Règles de l'Art Grenelle Environnement 2012.

