

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Mouloud Mammeri de Tizi Ouzou
Faculté du Génie de la Construction
Département de Génie Mécanique

Mémoire de fin d'études
En vue de l'obtention du Diplôme
Master Académique en Génie Mécanique

Spécialité : ENERGETIQUE

THEME

***ETUDE DU NOUVEAU SYSTEME DE
CLIMATISATION DE L'ETABLISSEMENT
HOTELIER AMRAOUA DE TIZI OUZOU***

Proposé et dirigé par :

HADIOUCHE Ahmed

DJABER

Etudié par :

IGHOBRIOUEN Mouloud

Promotion 2016/2017

Remerciements

Avant tout propos, je tiens à remercier Dieu, le tout puissant qui m'a donné la force et le courage d'achever ce modeste travail.

*J'exprime toute mes profondes reconnaissances à **Mr HADIOUCHE et Mr DJABER**, pour leurs conseils et aides précieuses durant tout ce projet.*

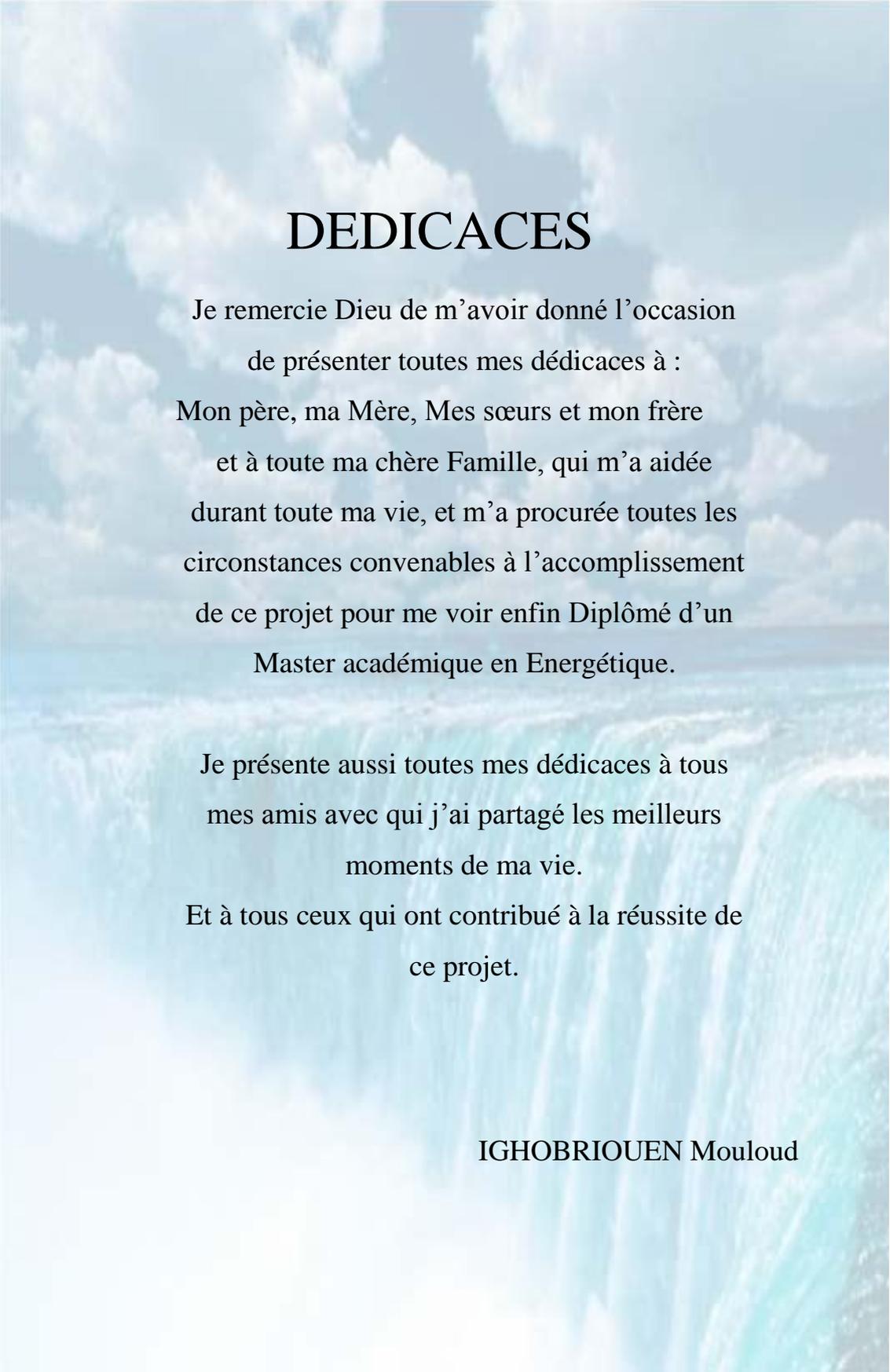
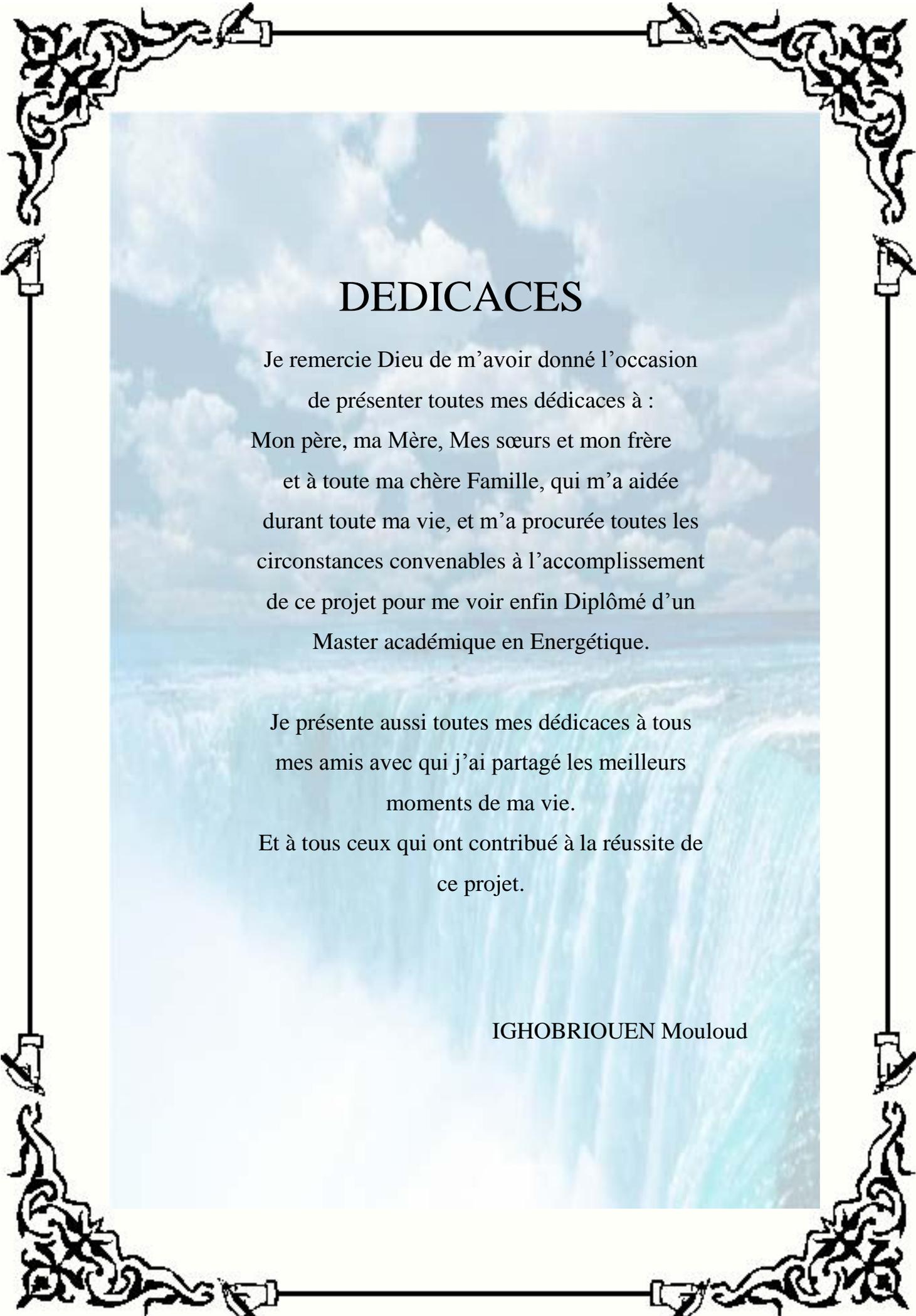
J'adresse mes remerciements à tous les enseignants et le personnel de département Génie Mécanique de l'université Mouloud Mammeri.

Je tiens à remercier les ingénieurs et les dirigeants du bureau d'étude qui travaillent sur ce projet à l'hôtel AMRAOUA d'avoir contribué à l'accomplissement de ce travail en donnant des remarques et des conseils.

Mes remerciements vont aussi à tout ce qui ont participé de près ou de loin à ma formation et pour la réalisation de ce travail.

Enfin, je souhaite que ce mémoire soit utile aux successeurs étudiants, et qu'ils leurs permettra d'élaborer des projets meilleurs.

J'exprime ma profonde reconnaissance aux membres du jury qui m'ont fait l'honneur d'examiner ce travail.



DEDICACES

Je remercie Dieu de m'avoir donné l'occasion
de présenter toutes mes dédicaces à :
Mon père, ma Mère, Mes sœurs et mon frère
et à toute ma chère Famille, qui m'a aidée
durant toute ma vie, et m'a procurée toutes les
circonstances convenables à l'accomplissement
de ce projet pour me voir enfin Diplômé d'un
Master académique en Energétique.

Je présente aussi toutes mes dédicaces à tous
mes amis avec qui j'ai partagé les meilleurs
moments de ma vie.
Et à tous ceux qui ont contribué à la réussite de
ce projet.

IGHOBRIOUEN Mouloud

SOMMAIRE

Introduction générale

Chapitre I : Conditions extérieures et intérieures adoptées

1. Conditions extérieures de base	3
1.1. Caractéristiques de l'air extérieur	3
1.2. Conditions intérieures de base	5
1.2.1. Généralités	5
1.2.2. Principes	5
1.2.3. Valeurs des conditions intérieures de base	6
1.3. Données de base de l'hôtel AMRAOUA	7
1.3.1. Température extérieure de base	7
1.3.2. Température intérieure de base	7
1.4. Coefficients K des parois vitrées	7
1.4.1. Coefficients K des parois opaques	8
1.4.2. Coefficients K des parois vitrées	10
1.4.3. Coefficient k des portes	11
2. Composition des murs	12
3. Propriété de l'isolant (laine de verre)	13
3.1. Protection contre l'humidité	13
3.2. Protection contre l'incendie	13
3.3. Protection acoustique	14
3.4. Ecologie	14
4. Conclusion	

Chapitre II : Bilans Thermiques

1. Bilan thermique estival	15
1.1. Les apports internes	15
1.1.1. Les apports dus aux machines électrique (AME)	15
1.1.2. Les apports dus à l'éclairage (AEC)	15
1.1.3. Les apports dus au personnel (occupants) (AOC)	16
1.2. Les apports externes	16
1.2.1. Les Apports dus à l'ensoleillement	18
1.2.2. Les Apports dus à l'ensoleillement des vitrages	18
1.2.3. Les Apports par transmission à travers les parois opaques	18
1.2.4. Les Apports par transmission à travers les parois vitrées	21
1.2.5. Les Apports dus à l'introduction d'air extérieur	21

2. Bilan thermique hivernal	22
2.1. Déperditions surfaciques (DS)	22
2.2. Déperditions linéiques (DL)	23
2.3. Déperditions des parois en contact avec le sol (Dsol)	24
2.4. Déperditions des parois en contact avec les locaux non chauffés	24
2.5. Déperditions par renouvellement d'air	24
2.6. Déperditions dues au fonctionnement des dispositifs de ventilation	25
2.6.1. Pour les dégagements et les sanitaires	25
2.6.2. Pour le reste de l'édifice	25
2.7. Déperdition par infiltration dues à l'effet du vent	25
3. Conclusion	

Chapitre III : Bilan Thermique de l'hôtel AMRAOUA

1. Calcul de coefficient d'échange global des parois	26
1.1. Murs extérieurs	26
1.2. Murs intérieurs	27
1.3. Plancher bas	28
1.4. Plancher haut	29
1.5. Plafond en charpente	29
1.6. Portes et portes fenêtres	29
2. Dimensions des chambres du 1er étage	30
2.1. Chambre de Service Ouest	30
2.2. Chambre de Service Est	31
2.3. Chambre de douche Nord côté Gauche	32
2.4. Chambre de douche Sud côté gauche	33
2.5. Chambre de douche donnant sur l'extérieur (gauche)	34
2.6. Première Chambre de service côté gauche	35
2.7. Chambre de service Nord-Est située au milieu	35
2.8. Chambre de services cote droit	35
3. Les apports externes	36
3.1. Calcul des apports de chaleur par transmission des différentes chambres	36
3.2. Apports de chaleur par ensoleillement.....	40
4. Calcul des apports internes	42
4.1. Flux dû aux occupants	42
4.2. Flux dû à l'éclairage	42
4.3. Flux dû aux machines	42
5. Flux estival total des étages	43
6. Calcul des apports de chaleur par transmission du quatrième étage	44
7. Apports de chaleur par ensoleillement et le flux estival total du quatrième étage	44
8. Flux estival total de l'hôtel AMRAOUA	45

9. Conclusion

Chapitre IV : Choix du système de climatisation et calcul des équipements

1. calcul des puissances calorifique et frigorifique	46
1.1. Centrales de traitement d'aire, CTA et CTAN	46
1.1.1. Centrale double flux	48
1.1.2. Détails d'une centrale de traitement d'air, simple flux	49
1.1.3. Calcul et application	49
2. Système de climatisation air-eau glacée « chillers ».....	53
2.1. Groupe frigorifique de production d'eau glacée	53
2.1.1. Avantage de ce système de climatisation	53
2.1.2. Refroidisseurs d'eau "chillers", RE/RC	54
2.2. Choix des équipements de l'installation	55
2.2.1. Choix des ventilo – convecteurs et leurs dimensionnements.....	55
2.2.2. Ventilateurs de désenfumage d'extraction, VDE.....	56
2.2.3. Ventilateurs de soufflage, VS.....	59
2.2.4. Ventilateurs d'extraction, VE.....	62
2.2.5. Ventilateurs de pressurisation, VP	65
3. Réseau de distribution et calcul hydraulique	67
3.1. Dimensionnement du réseau hydraulique	68
4. Réseau Aéraulique	68
5. Conclusion	

Chapitre V : Régulation

1. But de la régulation	79
2. Régulation centralisée et la régulation individuelle.....	80
2.1. Au niveau des ventilo-convecteurs	80
2.2. Réglage du débit d'eau chaude ou glacée	81
2.3. Réglage de la vitesse de rotation du ventilateur	81
2.4. Réglage du débit d'air traversant la batterie	81
2.5. Réglage du débit d'air neuf	81
3. Conclusion	

Conclusion générale

NOMENCLATURE

Symbole	Désignations	Unités
A	Facteur de l'absorption de la paroi	/
AINF _L	Apports latents du sous infiltrations d'air	W
AINF _S	Apports sensibles du sous infiltrations d'air	W
APO	Apports par transmission à travers les parois opaques	W
AREN _L	Apports latents dus au renouvellement d'air	W
ARENS	Apports sensibles dus au renouvellement d'air	W
AVE	Apports dus à l'ensoleillement des vitrages	W
AVT	Apports par transmission à travers les parois vitrées	W
A _{ext}	Apports externes	W
A _{int}	Apports internes	W
A _j	Surface de l'ouvrant	m ²
BP	Basse pression	Pa
C	Facteur de correction	/
COP	Coefficient de performance	%
C _{alt}	Coefficient tenant compte de l'altitude	/
C _{cadre}	Coefficient tenant compte de la nature du cadre	/
C _{limp}	Coefficient tenant compte de la limpidité de l'atmosphère	/
C _m	Coefficient de dilution à la température de remplissage	/
C _{p_{eau}}	Chaleur massique de l'eau	kJ/kg. °C
Cr	Coefficient de dilution à la température moyenne de fonctionnement	/
C _{ros}	Coefficient tenant compte de la valeur du point de rosée	/
D	Diamètre	m
D _n	Diamètre normalisé	mm
D _L	Déperditions linéiques	W
D _{li}	Déperdition par transmissions linéiques	W
D _{Inc}	Déperditions des parois en contact avec les locaux non chauffés	W
D _R	Déperditions par renouvellement d'air	W
D _r	Déperditions de base par renouvellement d'air	W
D _S	Déperditions surfaciques	W
D _{sol}	Déperditions des parois en contact avec le sol	W
D _t	Déperditions de base par transmission de chaleur à travers les parois	W
D _{total}	Déperditions de base d'un local	W
EAT	Ecart annuel	°C
E _b	Ecart Diurne	°C
EEF	Effet frigorifique	%
EER	Efficacité	/
E _{occ}	Epaisseur de l'occultation	m
e _i	Epaisseur de chaque couche i	m

Symbole	Désignations	Unités
e_{vi}	Coefficient d'exposition au vent affecté à la paroi	/
FF	Fluide frigorigène	/
F_S	Facteur solaire du vitrage	/
Gv	Moyenne d'ensoleillement sur les vitres	W /m ²
g	Apesanteur	10 m/s ²
HRb,i	Humidité relative de base de l'air intérieur	%
HSb,e	Humidité spécifique de base	(g _{vap} / kg _{as})
hi	Coefficient d'échange thermique pour les murs intérieurs	W/m ² °C
he	Coefficient d'échange thermique pour les murs extérieurs	W/m ² °C
h _L	Enthalpie de l'air intérieur	KJ/Kg
h _s	Enthalpie de l'air soufflé	KJ/Kg
Id	Rayonnement diffus maximal réel	W/m ²
Id,b	Rayonnement diffus de base	W/m ²
It	Rayonnement total maximal réel	W/m ²
It,b	Rayonnement total de base	W/m ²
J	Pertes de charges linéaires dans les gaines circulaires	Pa
j _s	Pertes de charge singulières	Pa
K	Coefficient de transmission	W /m ² °C
K _{été}	Coefficient de transmission de la paroi vitrée	W /m ² °C
K _{hiver}	Coefficient de transmission thermique surfacique	W /m ² °C
K _{vn}	Coefficient d'échange global du vitrage nu	W/m ² °C
K ₁ , K ₂	Coefficient en tenant compte de la nature du cadre	/
L	Longueur	m, mm
N	Nombre des occupants, lampes, machines	/
N _{pvi}	Coefficient d'amortissement relatif aux gains par ensoleillement à travers les parois vitrées.	/
P	Périmètre extérieur	m
P	Pression	Bar
P	Puissance électrique	W
P _{cds}	Perte de charge singulière	mce
P _{dcl}	Perte de charge linéaire	mce
P _{dvc}	Perte de charge des ventilateurs-convecteurs	mce
P _e	Puissance des lampes	W
P _m	Puissance des machines	W
P _{oj}	Perméabilité surfacique à l'air de l'ouvrant	m ³ /h. m ²
P _{pi}	Perméabilité à l'air de la paroi	m ³ /h
P _{T,v}	Pression disponible du ventilateur	Pa
Q	Débit d'eau	l/s
Q _v	Débit spécifique de ventilation	m ³ /h
Q _s	Débit supplémentaire par infiltrations dues au vent	m ³ /h
Q _{souf}	Débit d'air soufflé	m ³ /h
q _{van}	Débit d'air neuf par m ² de surface de plancher	(m ³ /h) /m ²
q _{van}	Débit d'air neuf	m ³ /h

Symbole	Désignations	Unités
qvinf	Débit d'air infiltré	m ³ /h
R	Résistance thermique	m ² °C/ W
Re	Nombre de Reynolds	/
rocc	Résistance supplémentaire des occultations	m ² .°C/W
rrid	Résistance supplémentaire des rideaux éventuels	m ² .°C/W
rv	Résistance supplémentaire des voilages éventuels	m ² .°C/W
S	Section	m ²
S _{int}	Coefficient de transmission de la paroi considérée pour l'été	/
S _{ouv}	Surface de l'ouverture dans la paroi opaque	m ²
SV _{ens}	Surface vitrée ensoleillée	m ²
Tau	Coefficient de réduction de température du local qui a la plus basse température	°C
Text	Température de base extérieure	°C
Tint	Température de base intérieure	°C
TS _b	Température sèche de base	°C
V	Volume	m ³
V	Vitesse de l'air dans la gaine	m/s
V _{exp}	Volume d'expansion	L
V _n	Vitesse de l'air dans le tronçon le plus défavorable	m/s
V _R	Vitesse réelle d'écoulement	m/s
V _{réser}	Volume total du réservoir	L
ΔT	Différence de température	°C
ΔP _d	Perte de charge dynamique du circuit le plus défavorable	Pa
ΔP _s	Perte de charge totale du circuit le plus défavorable	Pa
λ	Conductivité thermique	W /m °C
λ _{occ}	Conductivité thermique du matériau constituant l'occultation	m ² .°C/W
ν	Viscosité de l'eau	m ² /s
ξ	Coefficient de la singularité	/
ρ	Masse volumique de l'eau	kg/m ³
Φ _c	Déperdition calorifique	W
Φ _E	Apport dus à l'éclairage	W
Φ _f	Charge frigorifique	W
Φ _m	Apport dus aux machines	W
Φ ₀	Apport dégagé par personne	W
Φ _p	Apport dus au personnel	W
Φ _{fT}	Flux estival total	W
Φ _s	Apport de chaleur par ensoleillement	W
Φ _{tr}	Apport de chaleur par transmission	W

INTRODUCTION GENERALE

En améliorant l'efficacité énergétique des bâtiments dans lesquels nous vivons, travaillons et étudions, nous pouvons faire un grand pas dans la lutte contre le réchauffement climatique . La question de l'efficacité énergétique des bâtiments pose un double défi ; rénover les bâtiments existants et construire de nouveaux bâtiments conformes aux réglementations.

Le retour aux systèmes d'amélioration et de corrections des bâtiments est devenu de plus en plus coûteux. Il était utile de prendre toutes les précautions en phase de conception, et produire un projet qui répond à nos attentes que ce soit au niveau la consommation, ou au niveau du confort thermique des ambiances intérieures .

La thermique du bâtiment est un domaine complexe. De plus, le confort thermique constitue une demande reconnue et justifiée dans le bâtiment du fait de son impact sur la qualité des ambiances intérieures, la santé et la productivité de l'occupant qui passe la majorité de son temps à l'intérieur .

Cette demande est soutenue par des normes et des réglementations qui permettent d'assurer la conformité des ambiances intérieures aux exigences du confort thermique. Or, la recherche des ambiances thermiques intérieures (uniformes et confortables) conformes aux normes, tout au long de l'année et sans tenir compte des particularités du climat, du site, des bâtiments...etc. est accompagnée par une multiplication des installations climatiques, entraînant ainsi de fortes consommations d'énergie.

En fait, l'objet de ce travail, consiste à assurer une bonne rénovation climatique de l'hôtel AMRAOUA de Tizi-Ouzou tout en veillant à réduire ces fortes consommations énergétiques. D'une autre manière, une présentation d'une étude détaillée du nouveau système de climatisation de l'établissement hôtelier AMRAOUA, dans le but de réduire ces considérables usages d'énergie.

En effet, ce mémoire présente cinq chapitres. Dans le premier chapitre, un ensemble de rappels théoriques sur les coefficients d'échange des parois opaques ou vitrées sont présentés, ainsi que la composition des parois correspondantes à l'ouvrage (hôtel AMRAOUA) sont

exposées. Les conditions extérieures de base et intérieures adoptées sont également présentées dans le même chapitre, en s'appuyant sur le document technique réglementaire [1] et [2].

Dans le deuxième chapitre, en s'appuyant également sur le document technique réglementaire [1] et [2], une présentation générale des bilans thermiques estival et hivernal est donnée. Dans le troisième chapitre, en s'intéressant au bilan thermique estival, les besoins énergétiques de l'établissement ont été calculés et présentés, globalement sous forme de tableaux pour chaque type de pièce et pour chaque étage. Le quatrième chapitre est consacré pour le choix des équipements du système de climatisation. Les équipements utilisés sont passés en revue, tout en décrivant leurs principes de fonctionnement, leurs rôles dans l'installation. Les dimensionnements hydrauliques et aérodynamiques du système installé est également présentés dans ce même chapitre. Enfin, dans le dernier chapitre, on a une présentation du système de régulation utilisé dans le système de climatisation.

Conditions extérieures et intérieures adoptées

D'une manière générale, la climatisation consiste à établir à l'intérieure de bâtiment (ou local en question) des conditions déterminées de température, d'humidité et également de la pureté de l'air. D'une autre manière, créer un climat artificiel, qui doit répondre à certaines règles de conformité.

Par ailleurs, les parties constituantes le bâtiment à climatiser sont soumises aux différents modes de transferts thermiques, qui sont des échanges quasi permanents entre le milieu intérieur de bâtiment et l'extérieur.

Pour permettre une bonne gestion de la facture énergétique de ce bâtiment, il est donc nécessaire de maîtriser ces transferts thermiques et connaître précisément les conditions de milieu extérieur.

1.1. Conditions extérieures de base

1.1.1. Caractéristiques de l'air extérieur

L'air extérieur est défini par :

a) La température sèche de base $TS_{b,e}$ (en °C), pour la déterminer avec une approximation suffisante, on multiplie la moyenne mensuelle des maxima $TS_{m,max}$ par un coefficient [2]. Ce coefficient est pris égal à :

$$\bullet 1,3 \text{ pour } TS_{m, \max} < 24^{\circ} ; \quad (I.1)$$

$$\bullet 1,25 \text{ pour } 24^{\circ} \text{C} \leq TS_{m, \max} < 26^{\circ} \text{C} ; \quad (I.2)$$

$$\bullet 1,22 \text{ pour } 26^{\circ} \text{C} \leq TS_{m, \max} < 30^{\circ} \text{C} ; \quad (I.3)$$

$$\bullet 1,15 \text{ pour } 30^{\circ} \text{C} \leq TS_{m, \max} < 34^{\circ} \text{C} ; \quad (I.4)$$

$$\bullet 1,10 \text{ pour } TS_{m, \max} \geq 34^{\circ} \text{C}. \quad (I.5)$$

b) L'humidité spécifique de base $HS_{b,e}$ (ou teneur en vapeur d'eau) exprimée en grammes de vapeur par kg d'air sec (g_{vap} / kg_{as}) est la moyenne mensuelle durant le mois le plus chaud de l'humidité spécifique à 15 heures.

c) L'écart diurne de base E_b (en °C) est la moyenne mensuelle durant les mois de Juillet et d'Août de la différence entre les températures sèches maxima et minima de l'air extérieur durant une journée.

d) La température moyenne T_{S_m} (en °C) est la moyenne mensuelle durant les mois de Juillet et d'Août de la température moyenne quotidienne.

e) L'écart annuel de température EAT (en °C) représente la différence de température de base d'été et la température de base d'hiver.

Les caractéristiques climatiques de base de l'air extérieur sont également en fonction de la zone climatique et de l'altitude où le projet en question est implanté. La détermination de la zone climatique à considérer pour le projet doit être effectuée conformément à la classification thermique donnée dans la référence [1].

Dans le tableau ci-dessous les caractéristiques climatiques de base de l'air extérieur, sont exposées pour les zones climatiques A et B, pour différentes altitudes.

Zone climatique	Température sèche $T_{S_b, e}$ (°C)	Humidité Spécifique $H_{S_b, e}$ (g vap./kg as)	Ecart Diurne E_b (°C)	Temperature Moyenne T_{S_m} (°C)	Ecart annuel de température EAT (°C)
A					
alt < 500 m	34	14,5	9	25,5	31
500 ≤ alt < 1000 m	33,5	13	10	25	32,5
alt ≥ 1000 m	30,5	13	9	22,5	31,5
B					
alt < 500 m	38	12,5	15	26,5	36
500 ≥ alt < 1000 m	37	11	15	26,5	36
Alt ≥ 1000 m	35	10	14	25	36

Tableau 1.1 : Conditions extérieures de base

1.2. Conditions intérieures de base

1.2.1. Généralités

✓ Les conditions intérieures de base sont :

-Soit définies dans les pièces du marché pour les constructions spécifiques ;

-Soit fixées à partir des valeurs données dans le tableau 1.2, en fonction du niveau de confort voulu.

✓ Deux niveaux de confort sont prévus (cf. [1]).

-Un niveau de confort dit «normal» qui concerne les applications courantes,

-Un niveau de confort dit «amélioré» lorsque le confort est privilégié par rapport à l'aspect économique.

1.2.2. Principes

Les conditions intérieures de base sont définies par :

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

- L'accroissement (toléré) de la température sèche de base de l'air intérieur.

La température sèche et l'humidité relative de l'air intérieur correspondant aux conditions de base sont celles qui sont acceptées par la majorité des occupants et par conséquent leur assurent une sensation thermique acceptable.

L'accroissement de la température intérieure sèche de base de l'air intérieur correspond à la tolérance acceptée à l'heure de pointe pour un niveau «normal» de confort. L'heure de pointe se produit lorsqu'il y a simultanément des sollicitations (gains maximal par transmission à travers les parois, éclairage et occupation maxima, etc.). En pratique, la simultanéité des sollicitations se produit rarement.

Dans le cas d'un niveau de confort «amélioré», on n'accepte pas d'accroissement de la température intérieure sèche de base.

1.2.3. Valeurs des conditions intérieures de base:

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

Tableau 1. 2 : Conditions intérieures de base (cf. [2]).

1.3. Données de base de l'hôtel AMRAOUA

1.3.1. Température extérieure de base

La température extérieure est la moyenne arithmétique des températures Maximum sur une période de 10 ans elle est fournie par la station Météorologique qui couvre la région Tizi-Ouzou, et qui nous donne la valeur de 33.5 C° comme température extérieur pour la période d'été.

1.3.2. Température intérieure de base

C'est la température de l'air que l'on veut obtenir dans la salle à l'absence de tout apport à part celui fourni par l'installation de climatisation, on peut l'assimiler à une température comprise entre 22 C° à 26 C°, pour un niveau de confort amélioré la température intérieure est 24C°.

	Température sèche extérieure de base $TS_{b,e}$ (en C°)	Température sèche intérieure de base $TS_{b,i}$ (en C°)
Été	33.5	24
Hiver	01	22

Tableau 1.3: Température sèche extérieure et intérieure de base

On remarque que la température sèche extérieure de base $TS_{b,e}$ est très élevée par rapport à celle de l'intérieure en période d'été par contre en hiver c'est toute a fait le contraire

1.4 Coefficient d'échange global K

Pour le calcul de coefficient d'échange global k, on fait intervenir, principalement les trois modes de transfert de chaleur, la conduction, la convection et le rayonnement, (cf. [3]).

Le coefficient de transmission thermique est l'inverse de la résistance thermique totale (R_T) de la paroi :

$$K = 1 / R_T \quad (I.6)$$

Avec :

$$R_T = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \sum_{i=1}^n \frac{e_i}{\lambda_i} \quad (I.7)$$

En fait, nous avons un transfert superficiel entre le milieu intérieur (air) avec la paroi intérieure du mur, qui est caractérisé par le coefficient superficiel h_i , puis un transfert par conduction à travers toutes les couches composantes le mur, caractérisé par e_i (épaisseur de

chaque couche i) et λ_i (conductivité thermique de la couche i) .En fin, un transfert superficiel entre la paroi externe du mur et le milieu extérieur, caractérisé par le coefficient superficiel h_e .

Remarque : Plus la valeur de K est faible et plus la construction sera isolée.

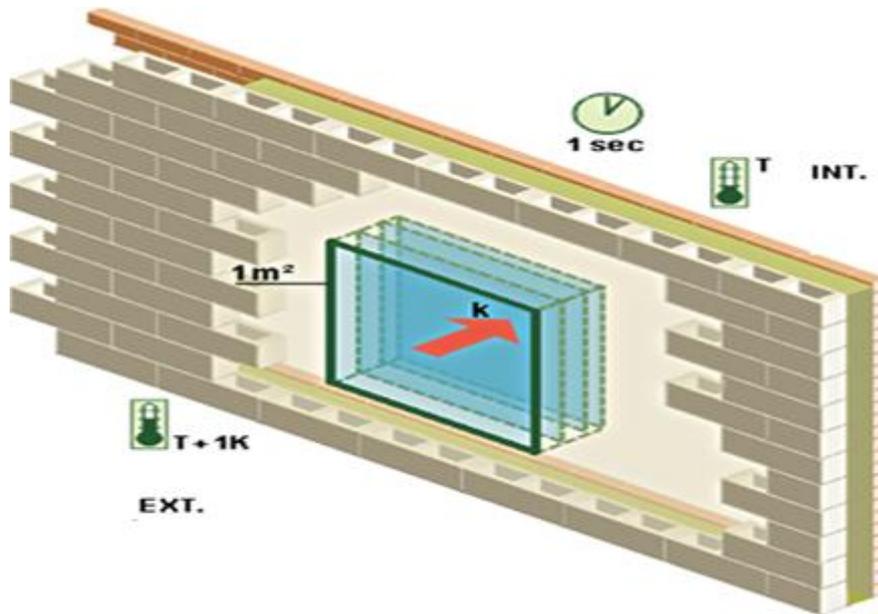


Figure 1.1 : Schéma explicatif de Coefficient d'échange global K

1.4.1 Coefficients K des parois opaques

Le coefficient $K_{été}$ des parois opaques est donné par la formule suivante :

$$\frac{1}{K_{été}} = \sum R + \frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i} \quad [m^2 \cdot C^\circ / W] \quad (I.8)$$

Où :

- $\sum R$ (en $m^2 \cdot C^\circ / W$) représente la somme des résistances thermiques des différentes couches de matériaux constituant la paroi. La somme $1/h_e + 1/h_i$ (en $m^2 \cdot C^\circ / W$) représente la somme des résistances d'échange superficiel prise conformément aux valeurs données dans le tableau 1.4.

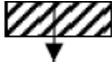
$\frac{1}{h}$ (en m ² . °C/W)	Parois en contact avec :			Parois en contact avec :		
	$\frac{1}{h_i}$	$\frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i}$	$\frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}$
Mur latéral  Flux horizontal	0,10	0,04	0,14	0,10	0,11	0,21
Toiture  Flux descendant	0,16	0,04	0,20	0,16	0,17	0,33
Plancher  Ascendant (toiture) $\alpha \leq 60^\circ$	0,08	0,04	0,12	0,08	0,09	0,17

Tableau 1.4: Valeurs et somme des résistances d'échange superficiel des différentes parois

a. Résistance thermique d'une couche homogène

La résistance thermique d'une couche homogène est donnée par la formule suivante:

$$R_i = \frac{e_i}{\lambda_i} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{°C/W}] \quad (\text{I.9})$$

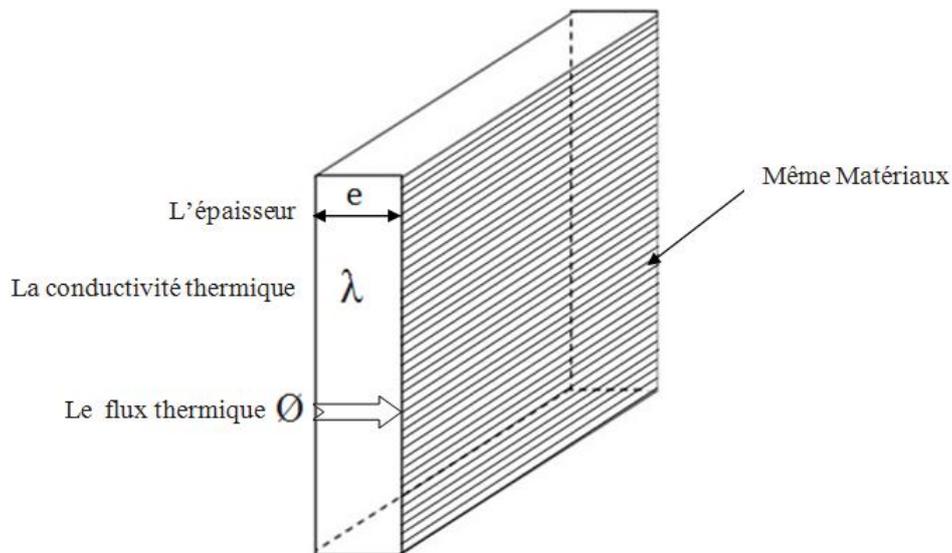


Figure 1.2 : Résistance thermique d'une couche homogène

- R_i (en $m^2 \cdot ^\circ C/W$) représente la résistance thermique de la couche i ,
- e_i (en m) représente l'épaisseur de la couche de matériau,
- λ_i (en $W/m \cdot ^\circ C$) représente la conductivité thermique du matériau, les valeurs numérique sont fournis par le document d'avis Technique ,ou à défaut par le fabricant .

b. Résistance thermique d'une lame d'air

La résistance thermique d'une lame d'air est obtenue à partir du **tableau 1.5** [1].

Position de la lame d'air	Sens du flux de chaleur	Epaisseur de la lame d'air en mm						
		5 à 7	8 à9	10 à 11	12 à 13	14 à 24	25 à 50	55 à 300
Horizontale	Ascendant	0,11	0,12	0,13	0,14	0,14	0,14	0,14
Verticale		0,11	0,13	0,14	0,15	0,16	0,16	0,16
Horizontale	descendant	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,18	0,20

Tableau 1.5 : Résistance thermique d'une lame d'air (Refaire ce tableau par vous-même)

1.4.2. Coefficients K des parois vitrées

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

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_{Vn}} + r_v + r_{rid} + r_{occ} \quad [m^2 \cdot ^\circ C/W] \quad (I.10)$$

- K_{vn} (en $W/m^2 \cdot ^\circ C$) représente le coefficient K du vitrage nu ; le tableau 7 ,porte les valeur numérique de ce coefficient ,pour différentes vitrages .

- r_v (en $m^2 \cdot ^\circ C/W$) représente la résistance supplémentaire des voilages éventuels on adopte

$$r_v = 0,025 \text{ (en } m^2 \cdot ^\circ C/W) \quad (I.11)$$

- r_{rid} (en $m^2 \cdot ^\circ C/W$) représente la résistance supplémentaire des rideaux éventuels on adopte

$$r_{rid} = 0,030 \text{ (en } m^2 \cdot ^\circ C/W) \quad (I.12)$$

- r_{occ} (en $m^2 \cdot ^\circ C/W$) représente la résistance supplémentaire des occultations. Elle est donnée par la formule suivante :

$$r_{occ} = 0.16 + e_{occ} / \lambda_{occ} \quad [m^2 \cdot ^\circ C/W] \quad (I.13)$$

- e_{occ} (en m) représente l'épaisseur de l'occultation,

- λ_{occ} (en $W/m \cdot ^\circ C$) représente la conductivité thermique du matériau constituant

L'occultation les valeurs des conductivités thermiques des différents matériaux de construction.

Type de vitrage	Epaisseur de la lame d'air (mm)	Nature de la menuiserie	Paroi verticale	Paroi horizontale
Vitrage simple	–	Bois	5,0	5,5
		Métal	5,8	6,5
Vitrage Double	5 à 7	Bois	3,3	3,5
		Métal	4,0	4,3
	8 à 9	Bois	3,1	3,3
		Métal	3,9	4,2
	10 à 11	Bois	3,0	3,2
		Métal	3,8	4,1
	12 à 13	Bois	2,9	3,1
		Métal	3,7	4,0
Double Fenêtre	Plus de 30	Bois	2,6	2,7
		Métal	3,0	3,2

Tableau 1.6 : Coefficients K des différents vitrages

1.4.3. Coefficient k des portes

Les coefficients K (en W/m².°C) des portes courantes sont donnés dans le tableau suivant :

	Portes donnant sur l'extérieur	Portes donnant sur un local non chauffé
Portes en bois		
- Portes opaques	3,5	2
- Portes avec une proportion de vitrage < 30%	4,0	2,4
- Portes avec une proportion de vitrage comprise entre 30% et 60%	4,5	2,7
Portes en métal		
- Portes opaques	5,8	4,5
- Portes équipées de vitrage simple	5,8	4,5

Tableau 1.7 : Coefficient k des portes

Dans notre cas on a choisi un vitrage simple et la nature de sa menuiserie est en bois, de plus les portes sont également en bois.

2. Composition des murs

La structure des murs extérieurs de l'hôtel, sont composés d'une couche d'enduit ciment d'épaisseur 2cm, d'une deuxième couche de béton armée de 15 cm, une isolation en laine de verre 4 cm d'épaisseur et puis de deux couches de plâtre de 2.6 cm d'épaisseur (cf .figure 1.3).

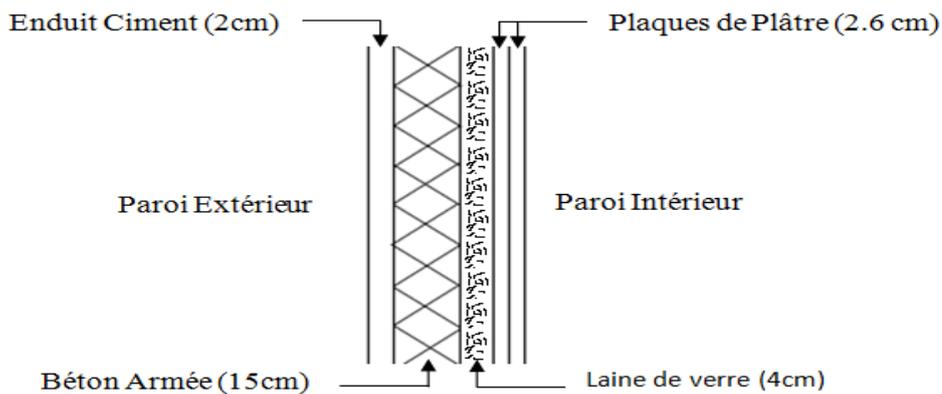


Figure 1.3 : Composition des murs extérieurs de l'hôtel

Les murs intérieurs, pour séparation des chambres, sont composés de deux couches de plâtre de 2.6 cm d'épaisseur, de deux couches 4 cm d'épaisseur chacune en laine de verre pour isolation, une couche épaisse en béton armée de 15 cm.

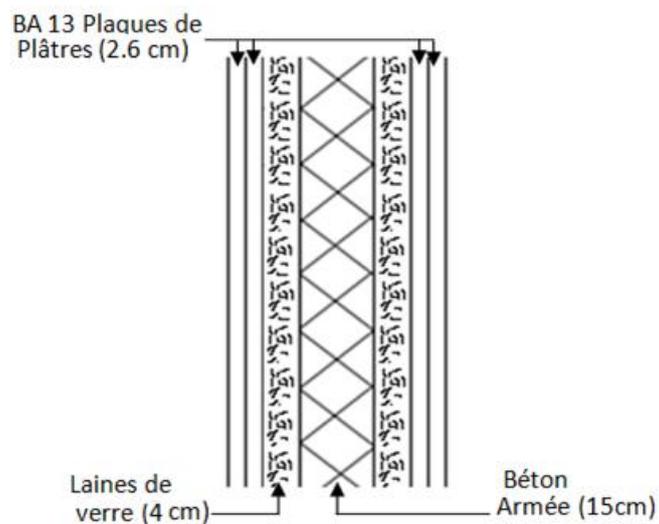


Figure 1.4 : Composition des murs intérieurs pour séparation des chambres

3. Propriété de l'isolant (laine de verre)

L'isolation thermique vise à réduire les échanges thermiques entre le milieu intérieur avec le milieu extérieur, cela par interposition par un matériau ou plusieurs matériaux ayant une faible conductivité thermique. Autrement dit, l'isolation thermique consiste à garder la chaleur dans le bâtiment en hiver, ou d'éviter son introduction en été.

Par ailleurs, une bonne isolation thermique permet une réduction considérable de la facture énergétique.

Pour l'hôtel AMRAOUA, l'isolation thermique est faite à base de la laine de verre (ISOVER) qui est, en fait, un produit naturel ayant d'excellentes caractéristiques d'isolation et des propriétés physiques hors du commun. A savoir, une bonne résistance au feu, chimiquement neutre, n'absorbe pas, légère, tendre, facile à travailler et résistante au vieillissement.

D'une autre manière, en dehors de ses propriétés en matière d'isolation thermique, la laine de verre permet aussi la protection contre l'humidité, la protection contre l'incendie, l'isolation acoustique et écologique également.

3.1. Protection contre l'humidité

✓ Hygroscopicité

Les fibres de verre ne sont pas hygroscopiques, c.-à-d. qu'elles n'absorbent pas l'humidité (vapeur d'eau contenue dans l'air). Cette caractéristique favorise le séchage rapide des isolants qui ont éventuellement été exposés à l'humidité.

✓ Hydrophobie

La laine de verre est hydrophobe, hydrofuge, c.-à-d. l'eau pouvant se déposer sur l'isolant, par exemple : dans les façades ventilées, forme des perles à la surface et ne nuit pas ses propriétés physiques, elle ne se déforme pas sous l'influence de l'humidité.

✓ Isolation minérale

La laine de verre est minérale et ne s'effrite pas, ne pourrit pas, même si elle est exposée à l'humidité en permanence. Aucune caractéristique spécifique au produit ne change après séchage de l'isolant éventuellement exposé à l'humidité.

3.2. Protection contre l'incendie

✓ Comportement au feu : incombustible

La laine de verre est incombustible et satisfait donc à la classification la plus élevée. Les matériaux de construction non combustibles ont une charge calorifique de 0.0 [MJ], ce qui a

une incidence positive sur le risque d'incendie, la protection contre l'incendie ainsi que la sécurité anti-incendie. (L'exigence du point de fusion > 1000 °C est satisfaite avec la ligne de produits ISORESIST).

3.3. Protection acoustique

✓ Résistance spécifique "r" à l'écoulement de l'air favorable

Les valeurs d'isolation acoustique des constructions sont particulièrement influencées par la résistance à l'écoulement de l'air par rapport à l'amortissement acoustique d'un volume creux. Les isolants présentant une résistance spécifique à l'écoulement de l'air "r" d'au moins 5 [kPa s/m²] sont optimaux. Tous les produits ISOVER satisfont à cette exigence.

✓ Rigidité dynamique "s" favorable

Pour isoler efficacement contre le bruit d'impact (par ex. les bruits de pas) on utilise une isolation possédant des valeurs de rigidité dynamique les plus basses. Les isolations acoustiques ISOVER PS 81, ISOCALOR et LURO 814 offrent des valeurs extrêmement favorables, avec des rigidités dynamiques "s" allant de 6 à 12 [MN/m³].

3.4. Ecologie

✓ Un isolant léger, recyclable et compressible

La laine de verre ISOVER est un isolant à la fois très léger et très efficace (valeurs lambda basses). Ce simple aspect est un avantage écologique : un faible apport de matière et d'énergie permet d'atteindre un rendement énergétique élevé. La laine de verre est recyclable à 100 %, les isolants issus de la démolition et des déchets de chantier peuvent être refondus pour la fabriquer (85 % de verre recyclé comme matière première). Elle peut être également comprimée et emballée tout en diminuant son volume de 80% au maximum. Ceci signifie que livrer des produits ISOVER, permet d'économiser jusqu'à 5 fois le nombre de kilomètres que l'on aurait réalisé avec un isolant non compressible.

4. Conclusion

La détermination des conditions extérieures et intérieures adoptées d'une bâtisse est une première démarche qui pourra être intéressante pour établir un bilan thermique soit estival ou hivernal.

Bilans Thermiques

Le calcul des charges thermiques est la base de toute étude de chauffage et de climatisation, il permet de connaître l'influence et l'importance des contraintes de l'environnement extérieure sur le confort et sur l'économie du bâtiment. La plupart de ces informations peuvent être déterminées à partir des plans et des spécifications techniques du dossier (cahier de charge).

L'objet de ce chapitre est de présenter les étapes d'un bilan thermique estival et hivernal.

1. Bilan thermique estival

En période estivale (été) ou la température extérieure est supérieure à la température du confort, il est nécessaire de rafraîchir les locaux.

Pour maintenir la température du local de 22 °C à 26°C (température de confort), il est nécessaire d'extraire tous les apports de chaleur.

On distingue les apports internes, les apports externes. Leurs somme est appelée la charge frigorifique du local.

2. Les apports internes

L'apport interne est la quantité de chaleur dégagée par les machines, les occupants et les appareils d'éclairage.

a. Les apports dus aux machines électrique (AME)

Les appareils électriques utilisent une énergie pour fonctionner, aussi elles dégagent une quantité de chaleur non négligeable pour le calcul du bilan thermique d'une pièce, elle est donnée par la relation suivante (cf. [2]) :

$$\phi_m = 0,86 P_m N \quad (\text{II.1})$$

b. Les apports dus à l'éclairage (AEC)

Les chaleurs dégagées par les ampoules, sont données par la relation suivante (cf. [2]) :

$$\Phi_E = P_e N \quad (\text{II.2})$$

P_e : puissance des lampes (W)

N : nombre de lampes

c. Les apports dus au personnel (occupants) (AOC)

La présence du personnel dans une salle dégage une charge importante à ne pas négliger, (cf. [2])

Pour une personne active : $\phi_0 = 200\text{kcal/h}$ (II.3)

Pour une personne inactive au : $\phi_0 = 150\text{kcal/h}$ (II.4)

Les apports totaux sont données par : $\phi_p = \phi_0 N$ (II.5)

Avec N : est le nombre de personnes ou occupants, ou par la relation :

$\phi_p = 150 (4180/3600) N$ (II.6)

Par ailleurs, la charge totale interne est donnée par :

$A_{\text{int}} = \phi_m + \phi_p + \phi_E$ (II.7)

3. Les apports externes

Ils rassemblent les gains de chaleur par ensoleillement à travers les vitrages, et par transmission à travers les parois (murs, portes, fenêtres).

a. Les Apports dus à l'ensoleillement

- **Rayonnement solaire de base** : se divise en deux composantes :
- **Le rayonnement direct** : qui est constitué par la proportion de rayonnement initial et qui parvient jusqu'à la surface de la terre.
- **Le rayonnement diffus** : qui est dû à la réflexion par les particules de vapeur d'eau, de la couche d'ozone, ou de poussière, et qui est réparti de façon uniforme à la surface de la terre.
- **Le rayonnement total (global)** : est la somme du rayonnement direct et du rayonnement diffus

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

Le rayonnement de base est défini par rapport aux conditions de référence suivantes :

- Atmosphère limpide
- Altitude égale à 0

- Point de rosée de 19,5 °C.

N.B : On appelle vitrage de référence un vitrage ordinaire en simple épaisseur non équipé d'occultation et dont l'encadrement est en bois.

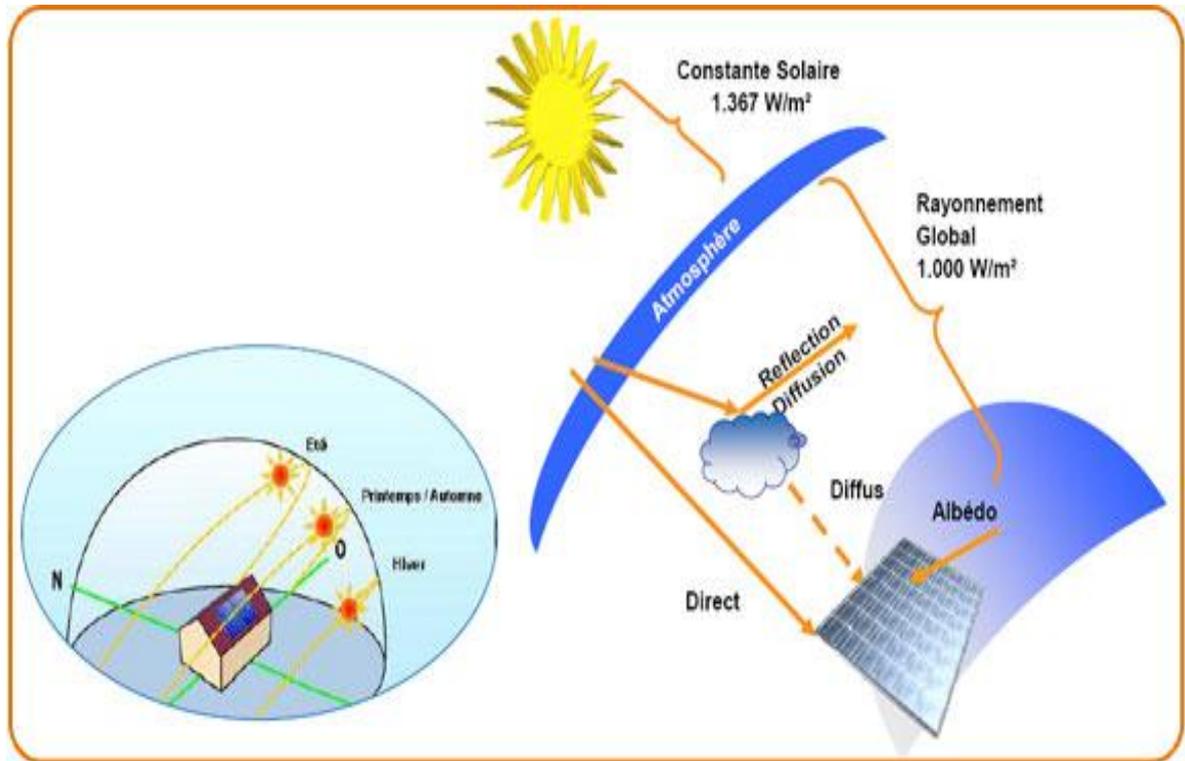


Figure 2.1 : Rayonnement solaire de base

- Valeurs du rayonnement de base

Le rayonnement total de base, $I_{t,b}$ (en W/m^2), correspond aux apports de chaleur maximale non amortis, dus au rayonnement solaire à travers un vitrage de référence dans les conditions de référence, Les valeurs du rayonnement total de base sont données dans le tableau 2.1.

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

Rayonnement total de base $I_{t,b}$ et diffus de base $I_{d,b}$ (en W/m^2)										
Latitude	Mois	ORIENTATION								
		N	NE	E	SE	S	SO	O	NO	HORIZ
20°	Juillet	59	435	514	267	44	267	514	435	791
	Août	34	372	520	3356	81	356	520	372	788
	Septembre	31	273	514	441	205	441	514	273	733
30°	Juillet	50	413	516	315	94	315	516	413	776
	Août	34	340	520	406	198	406	520	340	741
	Septembre	28	284	498	479	330	479	498	284	668
40°	Juillet	47	400	516	394	217	394	516	400	734
	Août	34	321	511	459	321	459	511	321	675
	Septembre	28	383	470	511	441	511	470	183	577

Tableau 2.1 : Rayonnement de base

Remarques :

- Il y a lieu d'interpoler, pour les valeurs intermédiaires.
- Les valeurs pour l'orientation Nord correspondent au rayonnement diffus de base.
- Ces valeurs correspondent aux apports calorifiques dans le local.
- Pour déterminer l'intensité du flux solaire frappant la paroi vitrée, on divisera par **0,88**

les valeurs du tableau 2.1.

- **Détermination du rayonnement réel**

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

$$I_t = [C_{cadre} \cdot C_{limp} \cdot C_{alt} \cdot C_{ros}] \cdot I_{t,b} \quad [W/m^2] \quad (II.8)$$

$$I_d = [C_{cadre} \cdot C_{limp} \cdot C_{alt} \cdot C_{ros}] \cdot I_{d,b} \quad [W/m^2] \quad (II.9)$$

Où :

$I_{t,b}$ et $I_{d,b}$ (en W/m^2) sont les rayonnements total et diffus de base.

• **Le coefficient C_{cadre}** , est un coefficient tenant compte de la nature du cadre, il est donné comme suit :

$C_{cadre} = 1,17$ pour un cadre métallique.

$C_{cadre} = 1$ pour un cadre en bois, ou en PVC.

• **Le coefficient C_{limp}** , est un coefficient tenant compte de la limpidité de l'atmosphère, il est donné ci-après:

$C_{limp} = 1$ pour une atmosphère limpide ; on pourra adopter une atmosphère limpide en zone rurale, hors agglomération (oasis, hameaux, etc.).

$C_{limp} = 0,92$ pour une atmosphère peu limpide ; on pourra adopter une atmosphère peu limpide pour les zones suburbaines, les zones résidentielles des villes.

$C_{limp} = 0,87$ pour une atmosphère obscure; on pourra adopter une atmosphère obscure pour le centre des grandes villes, les zones industrielles, à proximité d'industries polluantes.

• **Le coefficient C_{alt}** , est un coefficient tenant compte de l'altitude, il est obtenu en augmentant sa valeur de 0,7 % par 300 m, en prenant $C_{alt} = 1$ pour l'altitude 0 (Par exemple, si l'altitude est égale à 349 m, $C_{alt} = 1,007$).

• **Le coefficient C_{ros}** , est un coefficient tenant compte de la valeur du point de rosée, ses valeurs sont données dans le tableau 2.2, en fonction des zones climatiques A et B.

Zones	C_{ros}
A alt < 500 m	0,99
500 ≤ alt < 1000 m	1,02
alt ≥ 1000 m	1,02
B alt < 500 m	1,03
500 ≤ alt < 1000 m	1,05
alt ≥ 1000 m	1,07

Tableau 2.2 : C_{ros} en fonction de la zone climatique

b. Les Apports dus à l'enseillement des vitrages

$$AVE(t) = [SV_{ens} \cdot I_t + (SV - SV_{ens}) \cdot I_d] \cdot F_s \cdot N_{pvi} \quad [W] \quad (II.10)$$

Avec:

SV: est la surface totale du vitrage en [m²].

SV_{ens} : Surface vitrée enseillement en [m²].

F_s : est le facteur solaire du vitrage.

I_t: est le rayonnement total maximal réel en [w/m²].

I_d : est le rayonnement diffus maximal réel.

N_{pvi}: sans dimensions, il représente le coefficient d'amortissement relatif aux gains par enseillement à travers les parois vitrées.

c. Les Apports par transmission à travers les parois opaques

$$APO(t) = 1,2 \cdot K_{été} \cdot S_{int} \cdot \Delta T_e(t) \quad (II.11)$$

Avec : 1,2 est un coefficient majorateur qui tient compte des apports à travers les ponts thermiques (apports linéiques).

K_{été} : est le coefficient de transmission de la paroi considérée pour l'été.

S_{int} : représente la surface intérieure de la paroi considérée.

ΔT_e(t) : est la différence équivalente de température à l'heure (t). Tel que :

$$\Delta T_e(t) = \Delta T_{es}(t) + C \Delta T_e(t) + \frac{\alpha}{0,9} \cdot [\Delta T_{em}(t) - \Delta T_{es}(t)] \cdot I_{t,b}/I_{t,b}(40^\circ c) \quad (II.12)$$

Sachant que : I_{t,b}(40) : rayonnement totale de base à 40° à l'heure (t).

I_{t,b} : rayonnement totale de base à la température de site à l'heure (t).

ΔT_{es}(t) : est la différence de température équivalente à l'heure (t) en considérant la paroi à l'ombre.

ΔT_{em}(t) : est la différence de température équivalente à l'heure (t) en pour l'orientation de la paroi considérée.

A : facteur de l'absorption de la paroi.

C: facteur de correction (cf. [3])

d. Les Apports par transmission à travers les parois vitrées

$$AVT(t) = 1,2 \cdot K_{\text{été}} \cdot S_{\text{ouv}} \cdot [T_{\text{Se}}(t) - T_{\text{Sb},i}] \quad (\text{II.13})$$

Avec : 1.2 : est un coefficient majorateur tenant compte des apports à travers les ponts thermiques (liaisons) ;

$K_{\text{été}}$: est le coefficient de transmission de la paroi vitrée en [w/m²°c] ;

S_{ouv} : est la surface de l'ouverture dans la paroi opaque en [m²] ;

$T_{\text{Se}}(t)$: est la température sèche à l'heure (t) en [°C] ;

$T_{\text{Sb},i}$: est la température intérieure de base en [°C].

e. Les Apports dus à l'introduction d'air extérieur

$$AREN_S(t) = 0,320 \cdot q_{\text{van}} \cdot (T_{\text{Se}}(t) - T_{\text{Sb},i}) \quad [\text{W}] \quad (\text{II.14})$$

$$AREN_L(t) = 0,797 \cdot q_{\text{van}} \cdot \text{Max}[(H_{\text{Sb},e} - H_{\text{Sb},i}); 0] \quad [\text{W}] \quad (\text{II.15})$$

$$AINF_S(t) = 0,320 \cdot q_{\text{vinf}} \cdot (T_{\text{Se}}(t) - T_{\text{Sb},i}) \quad [\text{W}] \quad (\text{II.16})$$

$$AINF_L(t) = 0,797 \cdot q_{\text{vinf}} \cdot \text{Max}[(H_{\text{Sb},e} - H_{\text{Sb},i}); 0] \quad [\text{W}] \quad (\text{II.17})$$

Avec :

$AREN_S(t)$ et $AREN_L(t)$: représentent les apports sensibles et latents dus au renouvellement d'air ;

$AINF_S(t)$ et $AINF_L(t)$: représentent les apports sensibles et latents du sous infiltrations d'air ;

0.32 : représente le produit de la chaleur spécifique de l'air (1004 j/kg °C) par la masse volumique de l'air (1.15 kg/m³) et par un facteur de conversion (1/3600). Son unité est [j/m³ °C] ;

0.797 : en [jkg_{air} / g_{vap} m³air], il représente le produit de la masse volumique moyenne de l'air (1.15 kg/m³) par la chaleur de vaporisation de l'eau (2498 j/g) et par un facteur de conversion (1/3600) ;

$H_{\text{Sb},e}$ et $H_{\text{Sb},i}$: représentent l'humidité spécifique de base de l'air extérieur et l'intérieur de locale considéré, ils sont données dans la référence [1] ;

q_{van} : débit d'air neuf en [m³ /h] ;

q_{vinf} : débit d'air infiltré [m³ /h] ;

T_{Se} et $T_{Sb,i}$: Représente la température sèche de l'air extérieur et l'intérieur ;

Récapitulatif

Etant donné que tous les apports sont connus, nous pouvons déterminer le bilan thermique estival par :

$$AT = AVE + AVO + AVT + AINF + AOC + AEC + AME \quad [W] \quad (II.18)$$

4. Bilan thermique hivernal

Le bilan thermique d'hiver consiste à évaluer les déperditions calorifiques des locaux à chauffer afin de dimensionner l'installation de chauffage. Le mode de calcul est détaillé dans le DTR (cf. [3]). Les déperditions de base sont calculées en régime continu et indépendamment du système de chauffage utilisé. Les déperditions total de base d'un local est donnée par :

$$D_{total} = D_t + D_r \quad [W] \quad (II.19)$$

Avec :

D_t : Les déperditions de base par transmission de chaleur à travers les parois ;

D_r : Les déperditions de base par renouvellement d'air ;

4.1. Déperditions surfaciques (D_S)

Les déperditions surfaciques d'une paroi sont données par (cf. [2]):

$$D_S = K_{hiver} \cdot S \cdot (T_{int} - T_{ext}) \quad [W] \quad (II.20)$$

Avec: D_S [en w] : Déperdition surfacique ;

K_{hiver} [en W/m²°C] : Coefficient de transmission thermique surfacique ;

S [en m²] : Surface de la paroi ;

T_{int} [en °C]: Température intérieure du local ;

T_{ext} [en °C]: Température de l'air extérieur.

• Calcul coefficients de transmissions surfaciques (K)

Chaque construction est formée de différents types de paroi (mur extérieur, plancher bas, plancher haut ...) chacune de ces parois est Constituée de plusieurs couches de matériaux d'épaisseur et de conductivité thermique différente.

$$\frac{1}{K_{hiver}} = \sum R_i + \left(\frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i} \right) \quad \text{avec} \quad \sum R_i = \sum \frac{e_i}{\lambda_i} \quad (\text{II.21})$$

$\sum R_i$ [$\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$]: Somme des résistances thermiques des différentes couches de matériaux constituant la paroi ;

$(1/h_e + 1/h_i)$ [$\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$] : résistances thermiques d'échanges superficiels intérieurs et extérieurs ;

λ_i [$\text{W}/\text{m } ^\circ\text{C}$] : Conductivité thermique du matériau de la couche.

4.2. Déperditions linéiques (D_L)

Les déperditions linéiques d'un local sont données par (cf. [2]) :

$$D_l = K_L \cdot L \cdot (T_{int} - T_{ext}) \quad [\text{W}] \quad (\text{II.22})$$

Avec : D_l [en W]: Déperdition linéique ;

K_l [en $\text{W}/\text{m}^\circ\text{C}$]: Coefficient de transmission linéique ;

L [en m]: longueur de la liaison ;

T_{int} [en $^\circ\text{C}$]: Température intérieure du local ;

T_{ext} [en $^\circ\text{C}$] : Température de l'air extérieur.

Il existe quatre principaux types de liaison (cf. [1]) :

- Les liaisons entre un mur et une menuiserie.
- Les liaisons de deux parois extérieures.
- Les liaisons entre une paroi intérieure et une paroi extérieure.
- Liaison de deux parois extérieures par une ossature métallique (ce cas n'est pas présent dans notre étude).

4.3. Déperditions des parois en contact avec le sol (D_{sol})

Elles sont données par la formule suivante :

$$D_{sol} = K_S \cdot P \cdot (T_{int} - T_{ext}) \quad [W] \quad (II.23)$$

Avec : D_{sol} [en w]: Déperdition des planchers bas en (w) ;

K_S [en $W/m^2°C$]: Coefficient de transmission linéique du plancher bas ;

P [en m] : périmètre extérieur du local ;

T_{int} [en $°C$] : Température intérieure du local ;

T_{ext} [en $°C$]: Température de l'air extérieur.

4.4. Déperditions des parois en contact avec les locaux non chauffés

Nous utiliserons la formule :

$$D_{Lnc} = T_{au} \cdot (D_S + D_{li}) \cdot \Delta T \quad [W] \quad (II.24)$$

Avec : D_S [en $W/°C$] : Déperdition par transmissions surfaciques ;

D_{li} [en $W/°C$] : Déperdition par transmissions linéiques ;

T_{au} : Coefficient de réduction de température du local qui a la plus basse température ;

ΔT [en $°C$] : Différence de température entre les deux locaux.

• Le coefficient de réduction de température

Ce coefficient est donné par :

$$T_{au} = \frac{T_i - T_n}{T_i - T_e} \quad (II.25)$$

T_i : température intérieure du local considéré ;

T_n : température intérieure du local adjacent ;

T_e : température extérieure.

4.5. Déperditions par renouvellement d'air

Les déperditions par renouvellement d'un locale sont données par :

$$D_R = 0,34 \cdot (Q_v + Q_s) \cdot \Delta T \quad [W] \quad (II.26)$$

0.34 [en Wh/m³ °C] : la chaleur volumique de l'air.

Q_S [en m³/h] : le débit supplémentaire par infiltrations dues au vent.

Q_V [en m³/h] : le débit spécifique de ventilation.

ΔT [en °C]: différence de température entre l'intérieur et l'extérieur.

4.6. Déperditions dues au fonctionnement des dispositifs de ventilation

a. Pour les dégagements et les sanitaires

Nous nous sommes référés aux recommandations du manuel CARRIER.

$$Q_v = q_{van} \cdot S \quad [m^3/h] \quad (II.27)$$

Avec : q_{van} [m³/h/m²] : débit d'air neuf par m² de surface de plancher ;

S [m²] : surface de dégagement ou de sanitaire.

b. Pour le reste de l'édifice

Nous nous sommes référés à la recommandation de ASHRAE [1] .

$$Q_v = q_{van} \cdot V \quad [m^3/h] \quad (II.28)$$

Avec : q_{van} [en V/h] : volume d'air neuf par heure ;

V [en m³] : volume du local à conditionner.

4.7. Déperdition par infiltration dues à l'effet du vent

L'apport d'air par infiltration est dû à l'inétanchéité des ouvrants. Ne seront pris en considération que les ouvrants situés sur les parois Extérieures de l'édifice ainsi que ceux qui se trouvent dans les patios, Par contre on ne prendra pas en considération ceux qui se trouvent au Niveau des cages d'escaliers, étant donné qu'elles ne sont pas ouvertes Sur l'extérieur.

Le débit supplémentaire dû à l'effet du vent est donné par la formule :

$$Q_s = \sum P_{pi} \cdot e_{vi} \quad [m^3/h] \quad (II.29)$$

Avec :

e_{vi} : coefficient d'exposition au vent affecté à la paroi ;

P_{pi} : la perméabilité à l'air de la paroi, donnée par la formule suivante :

$$P_{pi} = \sum P_{oj} \cdot A_j \quad [m^3/h] \quad (II.30)$$

P_{oj} : la perméabilité surfacique à l'air de l'ouvrant ;

A_j : la surface de l'ouvrant.

5. Conclusion

On a présenté des bilans thermiques d'une manière générale c'est à dire les formules de calcul des différents apports thermiques qui servent à déterminer la charge frigorifique totale d'un établissement (hôtel).

Bilan Thermique de l'hôtel AMRAOUA

Dans ce chapitre, considéré comme partie clef dans ce mémoire, un bilan thermique est présenté. En fait, les différents apports thermiques sont calculés dans le but de déduire la charge frigorifique totale.

Pour le calcul de ces apports, il est donc nécessaire de connaître les plans architecturaux de l'établissement (cf. **Figure 3.1**), ainsi que les éléments constituant son enveloppe et les murs de séparation.

L'hôtel se constitue d'un Rez-de-chaussée et de quatre étages typiques, chaque étage ayant 37 chambres avec une douche intégrée pour la clientèle et 5 chambres de service (cf. [Annexe 1]).

1. Calcul de coefficient d'échange global des parois :

a. Murs extérieurs : dans le tableau 3.1 ci-dessous, la composition des murs extérieurs, est présentée depuis l'intérieur vers l'extérieur (cf. Figure 3.1)

Constituants	Epaisseur (cm)	Conductivité λ (w/m c°)
Plaques En plâtres (BA 13)	2,6	0,25
Laine de verre	4	0,044
Béton Armé (BA)	15	0,23
Enduit en Ciment	1,5	1,3

Tableau 3.1 : Composition des murs extérieurs

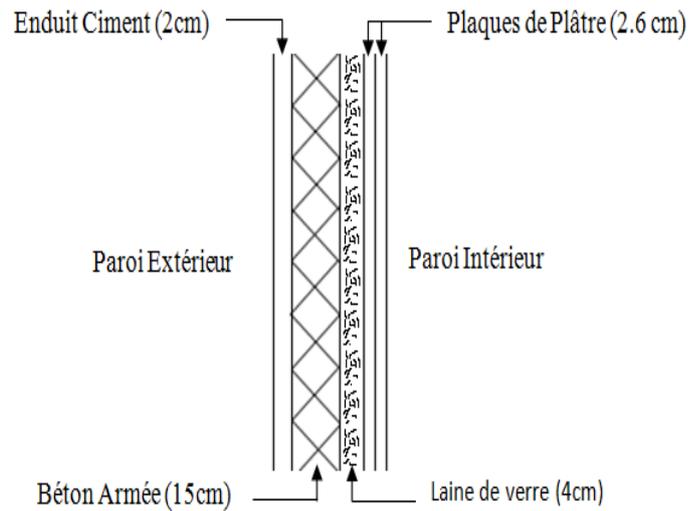


Figure 3.1 : Composition des murs extérieurs

En utilisant la formule (1.7) et en s'appuyant sur les valeurs numériques du tableau (1.4) correspondant aux résistances superficielles et la composition des murs (cf. tableau 3.1), la résistance thermique des murs extérieurs correspondante est :

$$R = 1.846 \text{ m}^2 \text{ °C/ W} \quad (\text{III.1})$$

Ainsi, le coefficient d'échange :

$$K = 0.541 \text{ W/ m}^2 \text{ °C} \quad (\text{III.2})$$

b. Murs intérieurs : Le tableau 3.2 porte la composition des murs intérieurs avec l'épaisseur et la conductivité thermique correspondante à chaque couche (cf. Figure 3.1)

Constituants	Epaisseur (cm)	Conductivité λ (w/m c°)
BA 13	2,6	0,25
Laine de Verre	4	0,044
Béton Arme (BA)	15	0,23
Laine de Verre	4	0,044
BA 13	2,6	0.25

Tableau 3.2 : Composition des murs intérieurs.

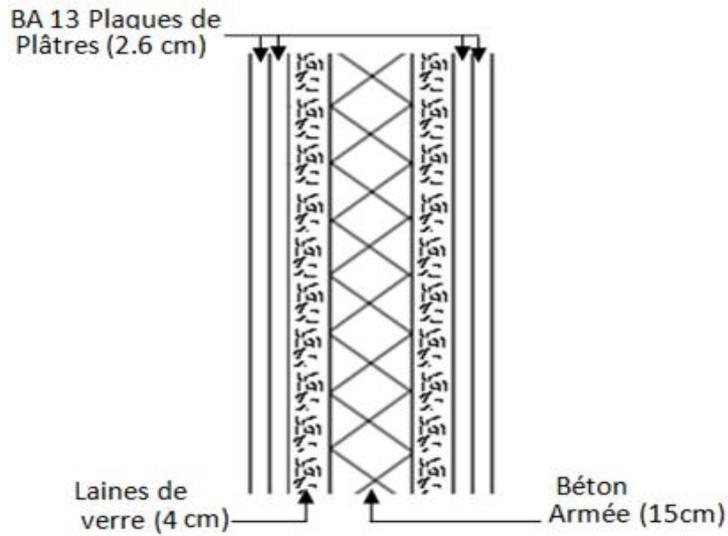


Figure 3.2 : Composition des murs intérieurs

En procédant, de la même manière que précédemment (cas des murs extérieurs), En utilisant la formule (1.7) et en s'appuyant sur les valeurs numériques du tableau (1.4) correspondant aux résistances superficielles et la composition des murs (cf. tableau 3.2), la résistance thermique des murs intérieurs correspondante est :

$$R = 2.89 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/ \text{W} \quad (\text{III.3})$$

Ainsi, le coefficient d'échange :

$$K = 0.346 \text{ W}/ \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (\text{III.4})$$

c. Plancher bas : le tableau 3.3 représente la composition du plancher bas en allant de l'intérieur du local vers le sol, ainsi les résistances thermiques et le coefficient d'échange correspondant :

Matériaux	Epaisseur (m)	Conductivité λ (W/m c°)	$1/h_i + 1/h_e$ (m ² °C/W)	R (m ² °C/W)	K (W/m ² °C)
Carrelage	0.02	1	0.12	0.275	3.634
Sable sec	0.03	0.6			
Dalle en béton	0.05	1.75			
Entrevous en béton	0.16	/			
Enduit plâtre	0.02	0.35			

Tableau 3.3 : Coefficient d'échange du plancher bas (cf. [2])

d. Plancher haut : dans le tableau 3.4, la composition du plancher haut est donnée en allant de l'intérieur du local inférieur vers le local supérieur, ainsi les résistances thermiques et le coefficient d'échange correspondant :

Matériaux	Epaisseur (m)	Conductivité λ (W/m °C)	$1/h_i + 1/h_e$ (m ² °C/W)	R (m ² °C/W)	K (W/m ² °C)
Enduit plâtre	0.02	0.35	0.17	0.325	3.076
Entrevous en béton	0.16	/			
Dalle de béton	0.05	1.75			
Sable sec	0.03	0.6			
Carrelage	0.02	1			

Tableau 3.4 : Coefficient d'échange du plancher haut

e. Plafond en charpente : dans le tableau 3.5, la composition du plafond en charpente, ainsi les résistances thermiques et le coefficient d'échange correspondant :

Matériaux	Epaisseur (m)	Conductivité λ (w/m c°)	$1/h_i + 1/h_e$ (m ² °C/W)	R (m ² c°/w)	K (W/m ² °C)
Plâtre	0.02	0.35	0.18	0.37	2.72
Bois	0.03	0.23			

Tableau 3.5 : Coefficient d'échange du plafond en charpente

f. Portes et portes fenêtres :

	Symbole	K (W/m ² °C)
Porte sur l'extérieure	Porte ext	3.5
porte sur l'intérieur	Porte int	2
Porte Fenêtre	PFN	3

Tableau 3.6 : Coefficient d'échange des portes et des portes fenêtres

2. Dimensions des chambres du 1^{er} étage

2.1. Chambre de Service Ouest :

La figure 3.3 ci-dessous, représente le plan architectural d'une chambre de service côté Ouest, les dimensions de cette dernière sont également portées sur la table 3.7.

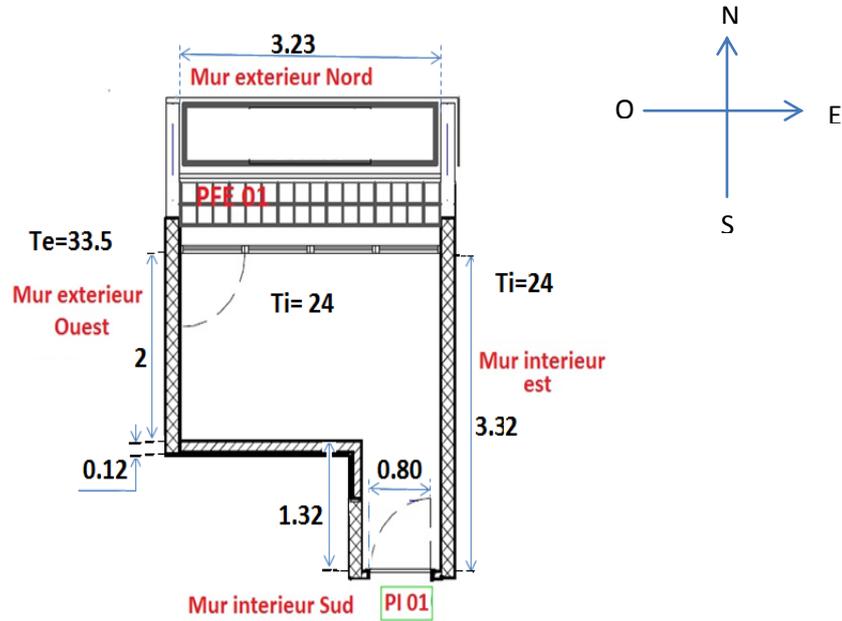


Figure 3.3 : Chambre de Service Ouest

PAROIS	ORIENTATION	LANGUEUR(m)	HAUTEUR(m)
ME	OUEST	2	2.7
ME	NORD	3.23	2.7
MI	SUD	3.23	2.7
MI	EST	3.32	2.7
MI	OUEST	1.32	2.7
PFE	NORD	1.80	2.10
PI	SUD	0.80	2.10

Tableau 3.7 : Dimensions d'une Chambre de Service Ouest

2.2. Chambre de Service Est

La figure 3.4, représente le plan modèle d'une chambre de service côté Est, les dimensions de cette dernière sont portées sur la table 3.8.

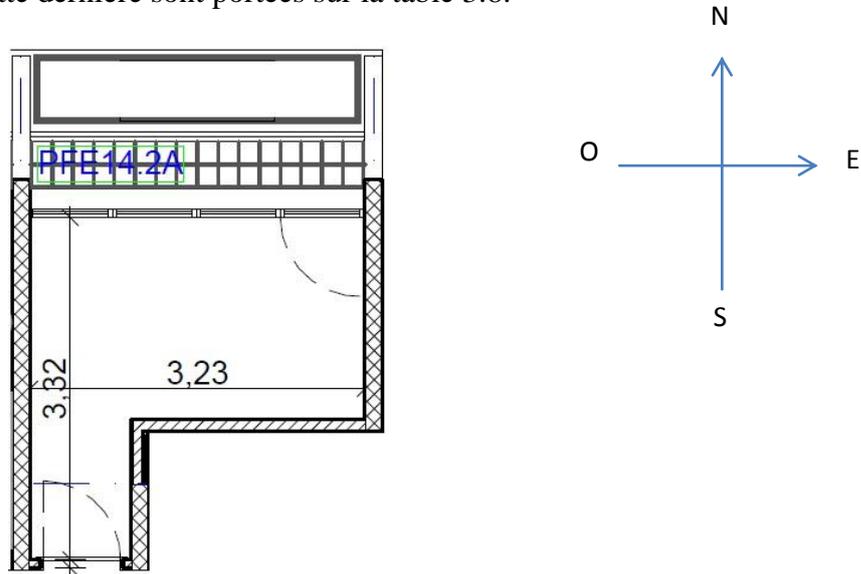


Figure 3.4 : Chambre de Service Est

PAROIS	ORIENTATION	LANGUEUR(m)	HAUTEUR(m)
ME	EST	2	2.7
ME	NORD	3.23	2.7
MI	SUD	3.23	2.7
MI	OUEST	3.32	2.7
MI	EST	1.32	2.7
PFE	NORD	1.80	2.10
PI	SUD	0.80	2.10

Tableau 3.8 : Dimensions d'une Chambre de Service Est

2.3. Chambre de douche Nord côté Gauche

La figure 3.5, représente le plan modèle d'une chambre de douche Nord côté Gauche, les dimensions de cette dernière sont données par la table 3.9.

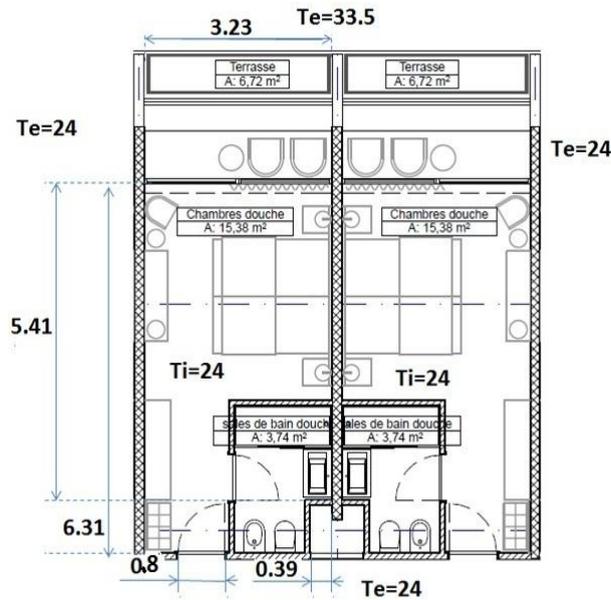


Figure 3.5 : Chambre douche nord du côté Gauche

PAROIS	ORIENTATION	LANGUEUR(m)	HAUTEUR(m)
ME	NORD	3.23	2.7
MI	SUD	3.23	2.7
MI	OUEST	6.31	2.7
MI	EST	5.41	2.7
PFE	NORD	3.23	2.10
PI	SUD	0.80	2.10

Tableau 3.9 : Dimensions de la Chambre douche Nord du côté Gauche

2.4. Chambre de douche Sud côté gauche

La figure 3.6, représente le plan modèle d'une chambre de douche Sud côté Gauche, ses dimensions sont exposées dans le tableau 3.10.

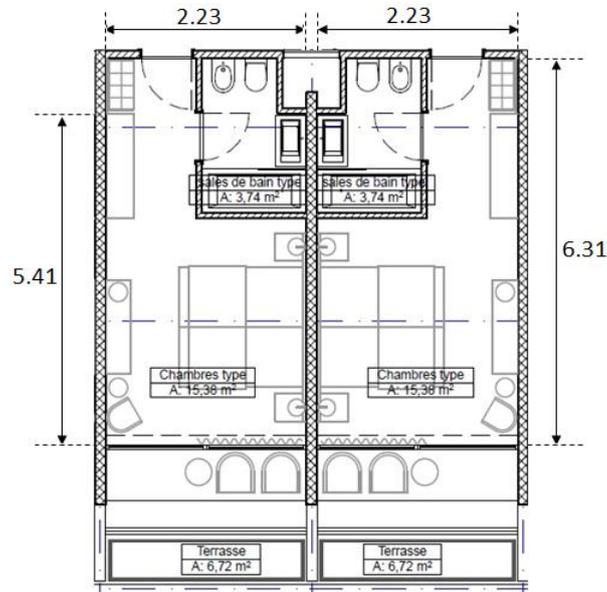


Figure 3.6 : Chambre de douche Sud côté Gauche

PAROIS	ORIENTATION	LANGUEUR(m)	HAUTEUR(m)
MI	NORD	3.23	2.7
ME	SUD	3.23	2.7
MI	OUEST	6.31	2.7
MI	EST	5.41	2.7
PFE	SUD	3.23	2.10
PI	NORD	0.80	2.10

Tableau 3.10 : Dimensions de la Chambre de douche sud côté Gauche

2.5. Chambre de douche donnant sur l'extérieur (gauche)

Dans la figure 3.7 et le tableau 3.11 on donne une représentation modèle de la chambre de douche donnant sur l'extérieur (gauche) et ses dimensions respectivement.

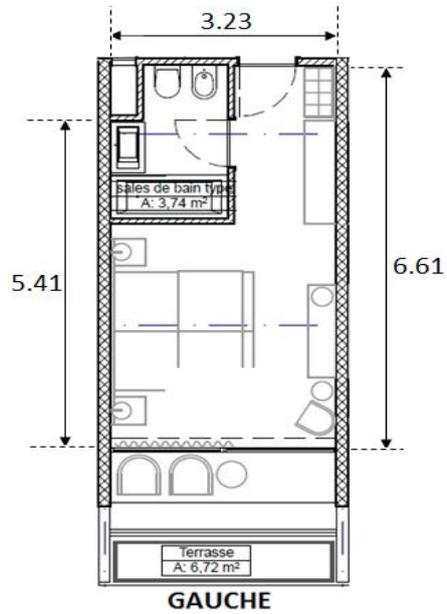


Figure 3.7 : Chambre de douche donnant sur l'extérieur (gauche)

PAROIS	ORIENTATION	LANGUEUR(m)	HAUTEUR(m)
MI	NORD	3.23	2.7
ME	SUD	3.23	2.7
ME	OUEST	5.41	2.7
MI	EST	6.61	2.7
PFE	SUD	3.23	2.10
PI	NORD	0.80	2.10

Tableau 3.11 : Dimensions de la Chambre de douche donnant sur l'extérieur (gauche)

2.6. Première Chambre de service côté gauche

Dans la figure 3.8 et le tableau 3.12 on donne une représentation modèle de la Première Chambre de service côté gauche et ses dimensions respectivement.

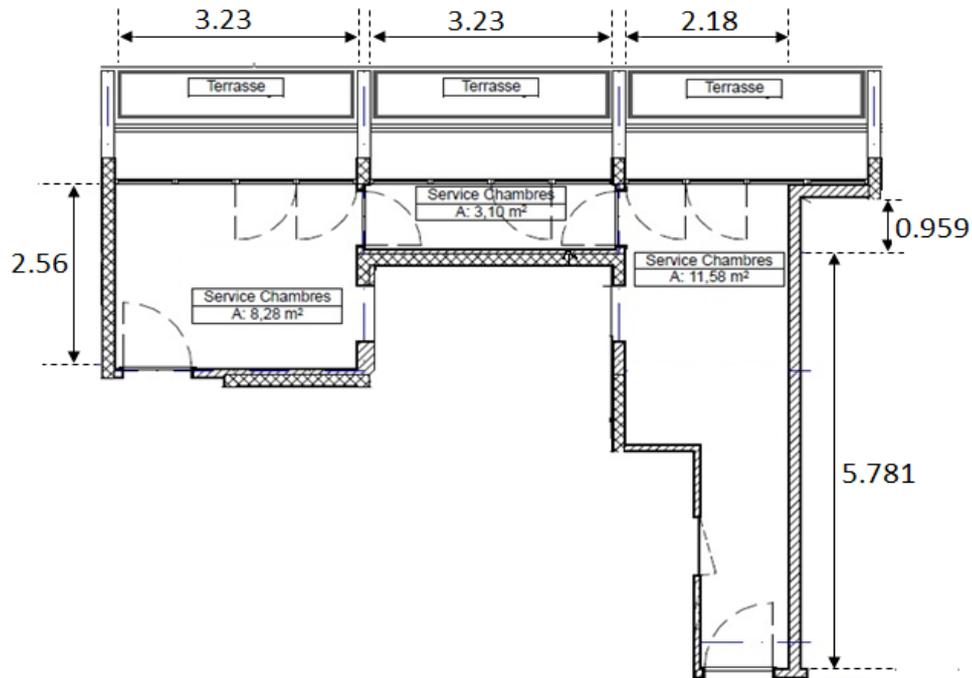


Figure 3.8 : Première Chambre de service côté gauche

PAROIS	ORIENTATION	LANGUEUR(m)	HAUTEUR(m)
ME	NORD	3.23	2.7
MI	SUD	3.23	2.7
MI	OUEST	2.56	2.7
MI	EST	2.56	2.7
PFE	NORD	1.8	2.10
PI	SUD, EST	0.80	2.10

Tableau 3.12 : Dimensions de la Première Chambre de service côté gauche

2.7. Chambre de service Nord-Est située au milieu

PAROIS	ORIENTATION	LANGUEUR(m)	HAUTEUR(m)
ME	NORD	3.23	2.7
MI	SUD	3.23	2.7
MI	OUEST	0.959	2.7
MI	EST	0.959	2.7
PFE	NORD	1.8	2.10
PI	EST, OUEST	0.8	2.10

Tableau 3.13 : Dimensions de la Chambre de service Nord-Est située au milieu

2.8. Chambre de services cote droit

PAROIS	ORIENTATION	LANGUEUR(m)	HAUTEUR(m)
ME	NORD	2.18	2.7
MI	SUD	2.18	2.7
MI	OUEST	6.74	2.7
MI	EST	6.74	2.7
PFE	NORD	1.8- (3.23/4) /3	2.10
PI	OUEST, SUD	0.8	2.10

Tableau 3.14 : Dimensions de la Chambre de service côté droit

3. Les apports externes

3.1. Calcul des apports de chaleur par transmission des différentes chambres :

Dans ce qui suit, sous une forme d'une tabulation, il a été convenu de donner les surfaces des parois, les coefficients d'échanges et la différence de températures de chaque type de chambre, ainsi que les apports thermiques par transmission des différentes chambres existantes sur le 1^{er} étage. Par conséquent, sachant que les autres étage sont identiques, ces apports seront également les mêmes pour le deuxième et le troisième étage, excepté pour le quatrième étage, les apports thermique de celui-ci, seront calculés séparément.

PAROIS	Surface (m ²)	Déduction	S, Calculée (m ²)	K (W/m ² °C)	ΔT (°C)	K.S.ΔT (W)
ME _{OUEST}	5.4	----	5.4	0.541	33.5- 24	27.75
ME _{NORD}	8.721	3.78	4.941	0.541	33.5- 24	25.39
MI _{SUD}	8.721	1.68	7.041	0.346	24-24	0
MI _{EST}	8.721	----	8.964	0.346	24-24	0
MI _{OUEST}	3.564	----	3.564	0.346	24- 24	0
PFE _{NORD}	3.78	----	3.78	3	33.5- 24	107.73
PI _{SUD}	1.68	----	1.68	2	24-24	0

Tableau 3.15 : Apports Thermique par transmission d'une Chambre de Service Ouest

PAROIS	Surface (m ²)	Déduction	S, Calculée (m ²)	K (W/m ² °C)	ΔT (°C)	K.S.ΔT (W)
ME _{NORD}	8.721	3.78	4.941	0.541	33.5- 24	25.39
ME _{EST}	5.4	----	5.4	0.541	33.5- 24	27.75
MI _{SUD}	8.721	1.68	7.041	0.346	24-24	0
MI _{OUEST}	8.721	----	8.721	0.346	24-24	0
MI _{EST}	3.564	----	3.564	0.346	24- 24	0
PFE _{NORD}	3.78	----	3.78	3	33.5- 24	107.73
PI _{SUD}	1.68	----	1.68	2	24-24	0

Tableau 3.16 : Apports Thermique par transmission d'une Chambre de Service Est

PAROIS	Surface (m ²)	Déduction	S, Calculée (m ²)	K (W/m ² °C)	ΔT (°C)	K.S.ΔT (W)
ME _{NORD}	8.721	6.783	1,938	0.541	33.5- 24	9.96
MI _{SUD}	8.721	1.68	7,041	0.346	24-24	0
MI _{OUEST}	17,03	----	17.03	0.346	24-24	0
MI _{EST}	14,60	----	14,60	0.346	24-24	0
PFE _{NORD}	6.783	----	6.783	3	33.5- 24	193.31
PI _{SUD}	1.68	----	1.68	2	24-24	0

Tableau 3.17 : Apports Thermique par transmission d'une Chambre de douche nord côté Gauche

PAROIS	Surface (m ²)	Déduction	S, Calculée (m ²)	K (W/m ² °C)	ΔT (°C)	K.S.ΔT (W)
ME _{SUD}	8.721	6.783	1,938	0.541	33.5- 24	9.96
MI _{NORD}	8.721	1.68	7,041	0.346	24-24	0
MI _{EST}	14.60	----	14.60	0.346	24-24	0
MI _{OUEST}	17.03	----	17.03	0.346	24-24	0
PFE _{SUD}	6.783	----	6.783	3	33.5- 24	193.31
PI _{NORD}	1.68	----	1.68	2	24-24	0

Tableau 3.18 : Apports Thermique par transmission d'une Chambre de douche sud côté Gauche

PAROIS	Surface (m ²)	Déduction	S, Calculée (m ²)	K (W/m ² °C)	ΔT (°C)	K.S.ΔT (W)
ME _{SUD}	8.721	6.783	1,938	0.541	33.5- 24	9.96
MI _{NORD}	8.721	1.68	7,041	0.346	24-24	0
MI _{EST}	17,03	----	17.03	0.346	24-24	0
ME _{OUEST}	14,60	----	14,60	0.541	33.5-24	75.03
PFE _{SUD}	6.783	----	6.783	3	33.5- 24	193.31
PI _{NORD}	1.68	----	1.68	2	24-24	0

Tableau 3.19 : Apports Thermique par transmission d'une Chambre de douche donnant sur l'extérieur, (gauche)

PAROIS	Surface (m ²)	Déduction	S, Calculée (m ²)	K (W/m ² °C)	ΔT (°C)	K.S.ΔT (W)
ME _{SUD}	8.721	6.783	1,938	0.541	33.5- 24	9.96
MI _{NORD}	8.721	1.68	7,041	0.346	24-24	0
ME _{EST}	14.60	----	14.60	0.541	33.5-24	75.03
MI _{OUEST}	17,03	----	17,03	0.346	24-24	0
PFE _{SUD}	6.783	----	6.783	3	33.5- 24	193.31
PI _{NORD}	1.68	----	1.68	2	24-24	0

Tableau 3.20 : Apports Thermique par transmission d'une Chambre de douche donnant sur l'extérieur, (droit)

PAROIS	Surface (m ²)	Déduction	S, Calculée (m ²)	K (W/m ² °C)	ΔT (°C)	K.S.ΔT (W)
ME _{NORD}	8.721	3.78	4.941	0.541	33.5- 24	25.39
I _{SUD}	8.721	1.68	7,041	0.346	24-24	0
MI _{EST}	6.912	1.68	5.232	0.346	24-24	0
MI _{OUEST}	6.912	----	6.912	0.346	24-24	0
PFE _{NORD}	3.78	----	3.78	3	33.5- 24	107.73
PI	1.68	----	1.68	2	24-24	0

Tableau 3.21 : Apports Thermique par transmission de la Première Chambre de service côté gauche

PAROIS	Surface (m ²)	Déduction	S, Calculée (m ²)	K (W/m ² °C)	ΔT (°C)	K.S.ΔT (W)
ME _{NORD}	8.721	3.78	4.941	0.541	33.5- 24	25.39
MI _{SUD}	8.721	----	8.721	0.346	24-24	0
MI _{EST}	2.589	1.68	0.909	0.346	24-24	0
MI _{OUEST}	2.589	1.68	0.909	0.346	24-24	0
PFE _{NORD}	3.78	----	3.78	3	33.5- 24	107.73
PI	1.68	----	1.68	2	24-24	0

Tableau 3.22 : Apports Thermique par transmission de la Chambre de service au milieu

PAROIS	Surface (m ²)	Déduction	S, Calculée (m ²)	K (W/m ² °C)	ΔT (°C)	K.S.ΔT (W)
ME _{NORD}	5.886	3.234	2.652	0.541	33.5- 24	13.62
MI _{SUD}	5.886	1.68	4.206	0.346	24-24	0
MI _{EST}	18.198	----	18.198	0.346	24-24	0
MI _{OUEST}	18.198	1.68	16.518	0.346	24-24	0
PFE _{NORD}	3.234	----	3.234	3	33.5- 24	92.169
PI	1.68	----	1.68	2	24-24	0

Tableau 3.23 : Apports Thermique par transmission d'une Chambre de service côté droit

Il est important de signaler un détail. A savoir, le 1ere étage ayant de côté Nord 17 Chambres douche typiques et 5 Chambres de service, puis de côté Sud, 20 Chambres douche typiques et 2 Chambres douche typiques donnant sur l'extérieur, l'une sur l'Est et l'autre sur

l'Ouest (cf. **figure 3.2**) et que tous les étages sont identiques, sauf que pour le quatrième étage ayant un plafond en charpente.

Le tableau 3.24, ci-dessous, représente apports thermiques par transmission de tout le premier étage.

PAROIS	K.S ΔT (W)
ME _{NORD}	$17 \times (9.96) + 4 \times (25.39) + 1 \times (13.62) = 284.5$
ME _{SUD}	$22 \times 9.96 = 219.12$
ME _{OUEST}	$75 .03 + 27.75 = 102.78$
ME _{EST}	$75 .03 + 27.75 = 102.78$
PFE _{NORD}	$17 \times (193.31) + 4 \times (107.73) + 92.169 = 3809.359$
PFE _{SUD}	$22 \times (193.31) = 4252.82$
SOMMES	8771.359

Tableau 3.24 : Apports thermiques par transmission pour le premier étage

3.2. Apports de chaleur par ensoleillement

Ils sont dus à l'intensité du flux solaire qui atteint la surface vitrée et dépendent des facteurs suivant :

- ✓ La situation géographique du bâtiment (latitude) ;
- ✓ Moment considéré (heure et mois) ;
- ✓ L'orientation de la surface vitrée

Ces apports s'expriment par :

$$\phi_s = F_s \times K_1 \times K_2 \times S_V \times G_V \quad (\text{III.5})$$

Pour réduire le coût de la climatisation, on est amené à installer des vitres antisolaires simples vitrage, avec un facteur solaire de 0.51, qui est le rapport du flux total transmis par le vitrage antisolaire et le flux transmis à travers un vitrage ordinaire.

Pour les calculs, on prend en considération la moyenne des flux sur les vitrages pour trois mois (période estival) et suivant l'orientation Est ou Sud des vitres. Les coefficients K_1 et K_2 sont respectivement 1 (cadre en bois) et 0,92.

-G_v : moyenne d'ensoleillement sur les vitres.

-Pour une orientation verticale Sud $G_v = 136.49 \text{ w/m}^2$

-Pour une orientation verticale Est et nord $G_v = 99.66 \text{ w/m}^2$

Calculs:

Côté Nord : dans cette façade, on dispose de 22 vitres, dont la surface totale est calculée comme suit :

$$s_v = 17 \times (6.783) + 4 \times (3.78) + 1(3.234) = 133.665 \text{ m}^2 \quad (\text{III.6})$$

On remplace cette valeur de surface vitrée, dans la formule (3.5), l'apport par ensoleillement sur la façade nord est donné comme ci-dessous :

$$\phi_{Sn} = 0.51 \times 1 \times 0.92 \times 133.665 \times 99.66 = 6250.24 \text{ W} \quad (\text{III.7})$$

Côté Sud : dans cette façade, on dispose également de 22 vitres leurs surface est donnée par :

$$s_v = 22 \times (6.783) = 149.226 \text{ m}^2 \quad (\text{III.8})$$

Ainsi, l'apport par ensoleillement pour cette façade est obtenu comme suit :

$$\phi_{Ss} = 0.51 \times 1 \times 0.9 \times 149.226 \times 136.49 = 9556.60 \text{ W} \quad (\text{III.9})$$

En faisant la somme des deux apports (3.7) et (3.10) l'apport par ensoleillement totale des deux façades est égale à :

$$\phi_s = 6250.24 + 9556.60 = 15806.83 \text{ W} = 15.80683 \text{ KW} \quad (\text{III.10})$$

Finalement les apports externes, sont obtenu par :

$$A_{ext} = \phi_{tr} + \phi_s \quad (\text{III.11})$$

Leurs valeur numérique correspond à :

$$A_{ext} = 8771.359 + 15806.83 = 24578.189 \text{ W} \quad (\text{III.12})$$

4. Calcul des apports internes

a- Flux dû aux occupants

Pour les 39 Chambres douche au maximum quatre personnes chaque une, pour les 5 Chambres de service deux personnes chaque une. On aura donc, au maximum 166 personnes dans l'hôtel, dont l'apport est calculé par la formule suivante :

$$\phi_p = 150 (4180/3600) N \quad (\text{III.13})$$

Sachant que : 1 kcal est la quantité de chaleur pour augmenter de 1°C la température de 1 kg d'eau, avec 1 kcal = 4180 J et 1 Wh = 3600 J. en intégrant ces conversions dans la formule (3.14), on obtient :

$$\phi_p = 150 \times (4180 \div 3600) \times 166 = 28911.66 \text{ W} = 28.91166 \text{ KW} \quad (\text{III.14})$$

b- Flux dû à l'éclairage : pour un éclairage meilleur de l'hôtel, les chambres de service (en nombre de 5) compte une lampe par chambre, les chambres destinées aux clients (39 chambres de douche) deux lampes par chambre. Sachant que ces lampes sont d'une puissance de 75 W, le flux dû à l'éclairage est :

$$\phi_E = 83 \times 75 = 6225 \text{ W} = 6.225 \text{ KW} \quad (\text{III.15})$$

c- Flux dû aux machines : La plupart des appareils constituent à la fois une source de chaleur sensible et latente. On doit minorer les apports de ces machines et appareillages (par un coefficient de pondération) en fonction de leurs durées de fonctionnement. On considère par exemple qu'un appareil ne fonctionnant qu'une demi-heure par heure dégage la moitié de sa puissance électrique nominale en apport de chaleur ou bien la plupart des temps en le flux du aux machines est nul.

On le considère nul : $\phi_m = 0 \text{ KW}$ (on n'a ni genre ni nombre des appareillages)

Finalement la charge totale interne est donnée par la formule suivante :

$$A_{int} = \phi_p + \phi_E + \phi_m \quad (\text{III.16})$$

En utilisant cette formule (3.17), on obtient

$$A_{int} = 35.135 \text{ KW} \quad (\text{III.17})$$

5. Flux estival total des étages

Pour le premier étage, le flux estival total est donné par la formule suivante :

$$\Phi_{f1} = A_{ext} + A_{int} \quad (\text{III.18})$$

$$\Phi_{f1} = 59.713 \text{ KW}$$

De même pour le deuxième et le troisième étage puisqu'ils sont identiques au premier étage, donc :

$$\text{-Flux estival total du 2eme étage : } \Phi_{f2} = 59.713 \text{ KW}$$

$$\text{-Flux estival total du 3eme étage : } \Phi_{f3} = 59.713 \text{ KW}$$

$$\text{avec : } \Phi_f = \Phi_{f1} = \Phi_{f2} = \Phi_{f3}$$

6. Calcul des apports de chaleur par transmission du quatrième étage

PAROIS	$K \cdot S \cdot \Delta T$
ME _{NORD}	$17 \cdot (9.96) + 4 \cdot (25.39) + 1 \cdot (13.62) = 284.5$
ME _{SUD}	$22 \cdot 9.96 = 219.12$
ME _{OUEST}	$75 \cdot 0.3 + 27.75 = 102.78$
ME _{EST}	$75 \cdot 0.3 + 27.75 = 102.78$
PFE _{NORD}	$17 \cdot (193.31) + 4 \cdot (107.73) + 92.169 = 3809.359$
PFE _{SUD}	$22 \cdot (193.31) = 4252.82$
Plancher haut	$3.076 \cdot (39(15.38) + 2(10.99) + 8.28 + 3.10 + 11.58) \cdot (33.524) = 18841.176$
SOMMES	27612.535

Tableau 3.25 : Apports de chaleur par transmission pour le 4^{ème} étage

7. Apports de chaleur par ensoleillement et le flux estival total du quatrième étage

Apports et flux	Formule	Calcul et application
Apports de chaleur par ensoleillement	$\phi_s = F_s \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot S_V \cdot G_V$ Avec : $\phi_s = \phi_{sn} + \phi_{ss}$	$\phi_s = 6250.24 + 9556.60 = 15.80683 \text{ KW}$
Les apports externes	$A_{ext} = \phi_{tr} + \phi_s$	$A_{ext} = 27612.535 + 15806.83 = 43.419 \text{ KW}$
le flux estival total	$\phi_{f4} = \Sigma A_{ext} + \Sigma A_{int}$	$\phi_{f4} = 43.419 + 35.135 = 78.554$

8. Flux estival total de l'hôtel AMRAOUA

Pour le calcul du flux estival total de l'hôtel, on utilise la formule suivante :

$$\Phi_{fT} = 3(\Phi_f) + \Phi_{f4} \quad (\text{III.19})$$

On obtient :

$$\Phi_{fT} = 3(59.713) + 78.554 = 257.693 \text{ KW}$$

257.693 KW est la charge totale charge frigorifique totale ou bien qu'il faut extraire pour maintenir la température ambiante.

9. Conclusion

Après avoir calculé la charge frigorifique total, il est nécessaire de déterminer la puissance frigorifique (besoin) pour la vaincre et maintenir une température agréable, ambiante et définir le système de climatisation qui convient de cet hôtel pour la période estivale (été).

Choix du système de climatisation et calcul des équipements

Le présent chapitre a pour objet de déterminer la puissance frigorifique dite besoin, de plus faire un choix des équipements on justifiant le système de climatisation de l'hôtel.

1. calcul des puissances calorifique et frigorifique

En technique de climatisation et de chauffage, la dénomination des différentes puissances n'est pas encore unifiée. Donc en désignera par :

- charge frigorifique ou calorifique : c'est la quantité de chaleur à éliminer ou à fournir au local pour atteindre les conditions intérieures favorables c'est une donnée se rapportant au local.
- Puissance frigorifique ou calorifique : c'est une donnée se rapportant aux équipements comme elle désigne aussi la puissance totale à mettre en œuvre dans l'appareil.

1.1. Centrales de traitement d'aire, CTA et CTAN

Description

Une centrale de traitement d'air est un élément technique dédié au chauffage au rafraîchissement, à l'humidification ou à la déshumidification des locaux tertiaires ou industriels, c'est un système tout air à débit constant ou variable.

Une CTA est soit de type monobloc, soit elle est constituée de modules additionnés les uns aux autres, suivant la configuration, modules ventilation, module batteries froides et chaudes, module filtres, etc...

Il existe deux types de centrales de traitement d'air :

- La CTA simple flux, elle est soit tout air neuf, soit tout air repris ou encore en mélange des deux flux.
- La CTA double flux, elle permet toutes les combinaisons possibles entre la reprise d'air, l'air neuf, l'air rejeté, l'air traité suivant la configuration.

1.1.1. Centrale double flux

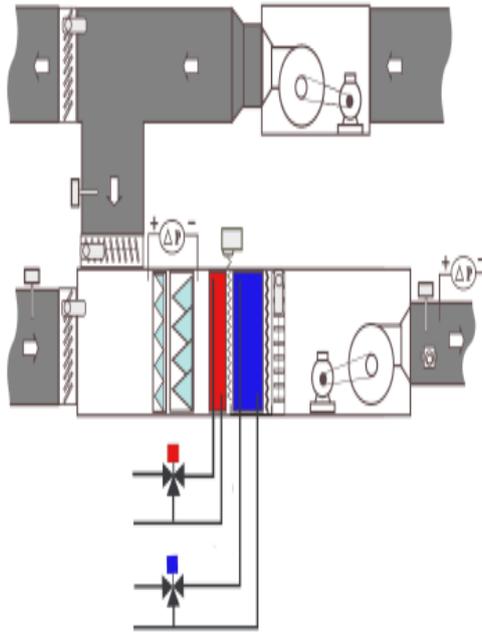


Figure 4.1 : Centrale double flux

Remarque

Le double flux, qui traite à la fois l'extraction et le soufflage et qui permet toutes les actions sur le moteur des ventilateurs via des variateurs de fréquences définitives des centrales de traitement d'air doit être réalisée en fonction des critères.

1.1.2. Détails d'une centrale de traitement d'air, simple flux

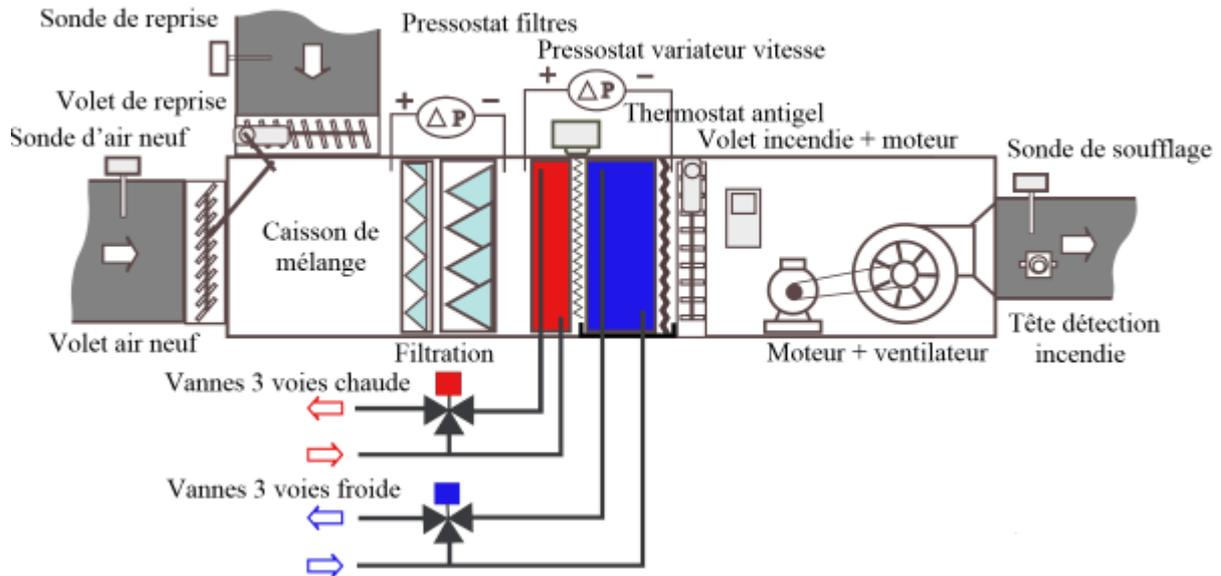


Figure 4.2 : Centrale de traitement d'air, simple flux

1.1.3. Calcul et application

La centrale de traitement d'air qui est dédiée au rafraîchissement, refroidissement est constituée de modules additionnés qui se situe dans les différentes zones d'emplacement de l'établissement (étage technique, terrasse...) souffle de l'air neuf directement de l'extérieure ou après l'avoir traité et extrait l'air vicier son schéma explicatif (cf. [Annexe 2]) nous montre qu'elle est placer en deux traçant A et B de côte est et ouest de l'hôtel d'une façon parallèle à partir du bas vers le haut.

Reference	Zone	Emplacement D'installation	Genre
CTAN-1 .1 SPA et fitness	Etage -1SPA et fitness	ATC-1.1	'Double Deck 'superposé ; Extraction au niveau supérieur, Récupérateur de chaleur de plaques
CTAN-1.2 hôtel Ouest VS	Etage -1et0 hôtel Ouest	ATC-1.1	'Double Deck 'Séparé ; Récupérateur de chaleur Run-Around-Cail
CTAN-1.2 hôtel Ouest VE	Etage -1et0 hôtel Ouest	Etage Technique	'Double Deck ' Séparé ; Récupérateur de chaleur Run-Around-Cail
CTAN-1.3 Restaurant	Etage 0 Restaurant	ATC-1.2	'Double Deck 'superposé ; Extraction au niveau supérieur, Récupérateur de chaleur de plaques
CTAN-1.4 Zone de personnel	Etage 0 zone de personnel	ATC-1.2	'Double Deck 'superposé ; Extraction au niveau supérieur, Récupérateur de chaleur de plaques
CTAN5.1 Chambre Ouest	Etage 1-4 Chambre Ouest	Terrasse	'Double Deck 'superposé ; Extraction au niveau supérieur, Récupérateur de chaleur de plaques
CTAN5.2 Chambre Est	Etage 1-4 Chambre Est	Terrasse	'Double Deck 'superposé ; Extraction au niveau supérieur, Récupérateur de chaleur de plaques
CTAN5.3 Cuisine	Etage 0 Cuisine	Terrasse	'Seulement insufflation'
CTAN5.4 Cuisine	Etage 0 Cuisine	Terrasse	Seulement insufflation'
Total	-	-	-

Suite :

Débit d'aire de soufflage	Pression statique disponible soufflage	Débit d'aire d'extraction	Pression statique disponible d'extraction
[m3 /h]	[Pa]	[m3 /h]	[Pa]
3.130	250	2830	250
5.420	250	-	-
-	-	3.580	250
7.340	250	6.600	250
2400	250	2180	250
9.120	250	8.360	250
9.600	250	8.800	250
10.400	250	0	-
6.440	250	0	-
-	-	-	-

Suite :

Refroidissement			
Puissance de refroidissement	fluide	Débit d'eau froide	Perte de Charge
[Kw]	-	[L/h]	[KPa]
10.90	Eau	1867	17.6
23.30	Eau	3996	3.2
-	-	-	-
25.70	Eau	4414	27.3
7.70	Eau	1316	19.7
29.70	Eau	5103	29.9
31.60	Eau	5424	33.2
85.9	Eau	14748	27.6
51.9	Eau	8915	27.6
266.7	-	45783	186.1

Tableau 4.1 : Centrales de traitement d'air, CTA et CTAN

Remarque : la puissance de refroidissement qui est la puissance frigorifique ou calorifique totale (266.7 kw) à mettre en œuvre est largement supérieure à la charge frigorifique total calculé (257.693 kw).

2. Système de climatisation air-eau glacée « chillers »

Description

Ce système consiste à installer un groupe qui va produire de l'eau glacée couplé avec la ventilation (Centrales de traitement d'aire), amenée d'air frais, dans les locaux techniques ou sur une terrasse pour avoir une production suffisante pour toutes les salles et autres appartenant au bâtiment. Cela va maintenir une température correcte sans trop dépenser en énergie.



Figure 4.3 : Groupe frigorifique de production d'eau glacée

2.1. Groupe frigorifique de production d'eau glacée

Ce dernier, nous fournit le débit et la quantité de frigorifique nécessaire à chaque ventilo-convecteur. Il est composé principalement :

- Un condenseur
 - Un compresseur
 - Un évaporateur
- Le condenseur : est un serpentin dans lequel le fluide frigorigène transporte de la chaleur vers l'extérieur et se liquéfie.
 - Le compresseur : comprime les molécules du gaz frigorigène, ce qui a pour effet d'en augmenter la pression et la température.
 - L'évaporateur : est un serpentin dans lequel le frigorigène absorbe la chaleur ambiante. Lorsque le frigorigène atteint le point d'ébullition, il se transforme en vapeur à basse température.

2.1.1. Avantage de ce système de climatisation

- Meilleure efficacité, meilleurs rendements (EER), meilleur bilan d'exploitation ;
- Implantation des machines frigorifiques en local technique, en sous-sol, en toiture ou bien terrasse ... ;
- Les atouts du deux-en-un, une seule installation pour la climatisation et le chauffage, c'est là encore autant de place et d'argent gagnés par rapport à deux installations distinctes.
- l'eau glacée est le fluide frigoporteur ou caloporteur, il est sans danger et facile à manipuler contrairement aux fluides frigorigènes d'une installation de climatisation DRV (à débit de réfrigérant variable).

2.1.2. Refroidisseurs d'eau "chillers", RE/RC

Ce groupe d'eau se situe dans la terrasse couplé avec la centrale d'aire pour une production d'eau froide suffisante en récupérant de la chaleur totale avec condenseur d'air et compresseur rotatif à vis. Son type d'alimentation est normal et a un rendement efficace.

Reference	service	Emplacement d'installation	Genre	EER	ESEER
-	-	-	-	-	-
RE/RC 1	Production d'eau froide 7/12 °C	Terrasse	Seulement refroidissement avec récupération de chaleur totale et condenseur d'air avec compresseur rotatif à vis	2,71	4,13
RE/RC 2	Production d'eau froide 7/12 °C	Terrasse	Seulement refroidissement avec récupération de chaleur totale et condenseur d'air avec compresseur rotatif à vis	2,71	4,13

Suite :

Puissance de refroidissement	Débit d'eau froide	Perte de charge	Puissance de récupération de chaleur	Débit d'eau du circuit de récupération de chaleur	Perte de charge
[Kw]	[L/h]	[KPa]	[Kw]	[L/h]	[KPa]
413	71	52	547	94.100	88
413	71	52	547	94.100	88

Suite :

Puissance sonore rayonnée par le site d'installation	Puissance sonore Exterior	Courant Absorbé	Puissance Absorbé	Régulation de capacité	Tension
[dB(A)]	[dB(A)]	[A]	[Kw]	-	[v – Hz – F]
82	102	256	143.5	0-25-50-100	400-50-3
82	102	256	143.5	0-25-50-100	400-50-3

Suite :

Type d'alimentation	AH /AC Alimentation	longueur	Largeur/Prof	Hauteur	Poids
-	-	[mm]	[mm]	[mm]	[Kg]
Normal	T.CLM.TER	3.530	2260	2304	2880
Normal	T.CLM.TER	3.530	2260	2304	2880

Tableau 4.2 : Refroidisseurs d'eau “chillers”, RE/RC

2.2. Choix des équipements de l'installation

Le choix de notre équipement est basé sur les études faites dans le chapitre précédent (bilan thermique estival). En prenant en considération le cout de revient et la fiabilité de l'installation.

2.2.1. Choix des ventilo – convecteurs et leurs dimensionnements

Description

Ce sont des unités terminales de conditionnement d'air non autonomes, qui tout en rassemble l'avantage économique de l'installation et d'exploitation avec une production centralisée permettant une économie de réglage individuelle des paramètres dans chaque local.

Un ventilo-convecteur peut assurer :

- Le chauffage en hiver.
- Le rafraichissement et la déshumidification en été.
- La ventilation et la filtration de l'air à l'aide de ventilateur internes en toutes saisons.



Figure 4.4 : Représentation d'un ventilo - convecteur

Dans notre cas on a utilisé des différents ventilo-convecteur :

- ventilateurs de désenfumage d'extraction, VDE
- ventilateurs de soufflage, VS
- ventilateurs d'extraction, VE
- ventilateurs de pressurisation, VP

2.2.2. Ventilateurs de désenfumage d'extraction, VDE

❖ Description

De nouveaux systèmes d'installations tels que des installations de désenfumage avec extraction des fumées requièrent des composants individuels adaptés. Seul le ventilateur VDE est disponible dans une version désenfumage.



Figure 4.5 : Représentation d'un ventilateur de désenfumage d'extraction

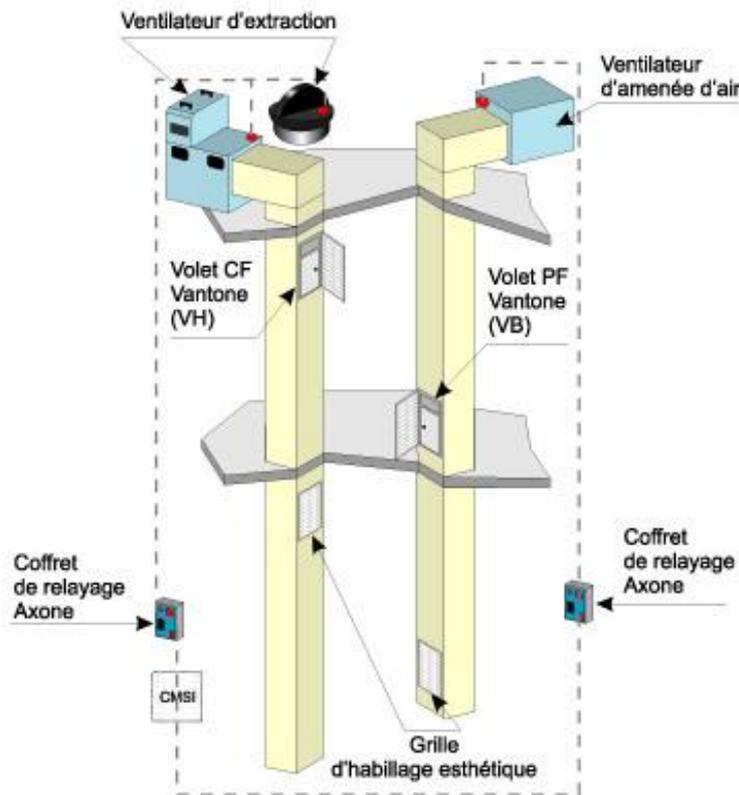


Figure 4.6 : Schéma explicatif d'un ventilateur de désenfumage d'extraction

❖ Principe de fonctionnement

Sa priorité est assurée par un système très au point de désenfumage et d'extraction de chaleur (RWA) avec des fenêtres à lamelles servant d'éléments d'ouverture qui sont entraînés par des moteurs RWA correspondants. Pour évacuer l'humidité, faites fonctionner la hotte lors de la cuisson et le ventilateur d'extraction durant le bain et la douche ; laissez ensuite fonctionner ces appareils pendant quelques minutes. Si ces appareils manquent d'air ou que leur tirage est inversé par un puissant ventilateur d'extraction, par ailleurs dans la maison, ils peuvent causer des émanations de gaz de combustion à l'intérieur, plusieurs accidents dramatiques ont contribué à la création d'une nouvelle norme européenne EN12 101-3 portant sur les systèmes de désenfumage. Dans tous les cas, après plusieurs appoints, prévoir un arrêt du ventilateur pour extraction de la graisse non évacuée, nettoyage des composants, et contrôle visuel de l'état des roulements avant réintroduction de graisse neuve.

Vulcano est un caisson de ventilation et de désenfumage qui assure la sécurité de vos établissements en cas d'incendie, moteurs asynchrones pour ventilateurs de désenfumage chacun des produits a été installé dans une chambre d'essai équipée d'un ventilateur d'extraction permettant de la dépressuriser aux degrés voulus.

❖ Rôle

Allumez le ventilateur d'extraction sert à prévenir la condensation lorsque vous prenez une douche par exemple, climatisation, ventilation, filtration, désenfumage, chauffage et fluides industriels, protection incendie, salles propres sous qualification, dépoussiérage industrie ...etc.

Le contrôle des fumées (désenfumage) est souvent obtenu en utilisant l'équipement de ventilation du tunnel.

❖ Branchement

Pour simplifier les opérations de maintenance, Maréchal a créé une prise de courant adaptée au matériel de désenfumage et des coffrets de dérivation, sans coupure de câble principal, en thermoplastique dur. Le ventilateur d'extraction devait être actionné avant de faire démarrer le moteur marin et la pompe d'assèchement avant devait être en mode « automatique ». Le ventilateur d'extraction doit être dimensionné de façon à pouvoir compenser la puissance du ventilateur de soufflage et en plus les entrées d'air parasites dans le local.

De même, le fonctionnement du ventilateur d'extraction visait à assurer le niveau de dépressurisation requis avant de faire fonctionner l'appareil pour que toutes les émanations transitoires lors de l'allumage au début du cycle d'essai soient également incluses. La consommation du brûleur en combustible, la concentration de CO₂ dans la chambre d'essai, et le débit du ventilateur d'extraction ont été contrôlés pendant la période complète de cinq minutes.

❖ Calcul et application

Référence	Zone	Emplacement d'installation	Genre	Débit d'air de soufflage/Extraction [m3 /h]	Pression statique disponible [Pa]
VDE 5.1	Etage 1 à 4 Chambres Ouest	Terrasse	Caisson de désenfumage à transmission F400- 120-Centrifuge, 400 °C ,2h	9,600	350
VDE 5.2	Etage 1 à 4 Chambres Est	Terrasse	Caisson de désenfumage à transmission F400-120-Centrifuge, 400 °C ,2h	9,600	350

Suite :

Puissance sonore rayonnée par le site d'installation [dB(A)]	Puissance sonore conduit [dB(A)]	Puissance sonore Exterior [dB(A)]	Courant absorbée [A]	Puissance absorbé [Kw]	Tension [v – Hz – F]
67 (pression à 6 m)	80	80	7.7	4,13	400-50-3
67 (pression à 6 m)	80	80	7.7	4,13	400-50-3

Suite :

Dimensions [mm]			Poids
Longueur	Largeur/Prof	Hauteur	[kg]
901	964	1205	245
901	964	1205	245
1114	1164	1500	360
692	764	930	120

Tableau 4.3 : Ventilateurs de désenfumage d'extraction, VDE

2.2.3. Ventilateurs de soufflage, VS

❖ Description

On ce qui concerne les ventilateurs de soufflage, VS on est disposé d'un seul type de ce genre de ventilateur qui est placé plus précisément dans la salle de massage dans la zone est la salle -1 .17 dont l'emplacement est le plafond , qui permet une meilleur ventilation lors des séances de détente qui consiste à souffler de l'air neuf pour assurer un bon rafraîchissement de la salle en premier lieu , et d'échanger l'air pour réduire les odeurs, ce ventilateur est caractérisé par les caractéristiques suivantes :

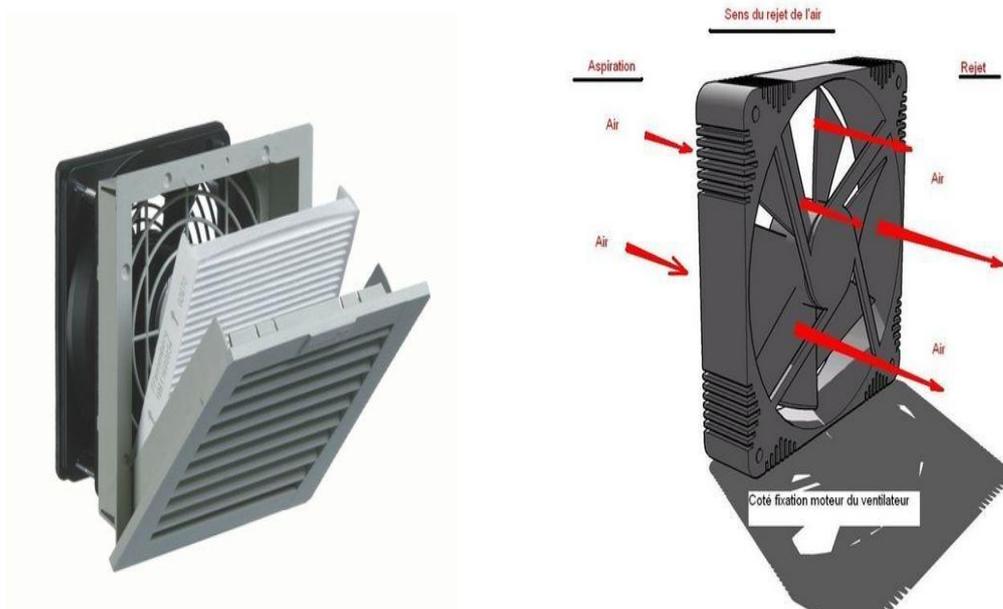


Figure 4.6 : Représentation d'un ventilateur de soufflage

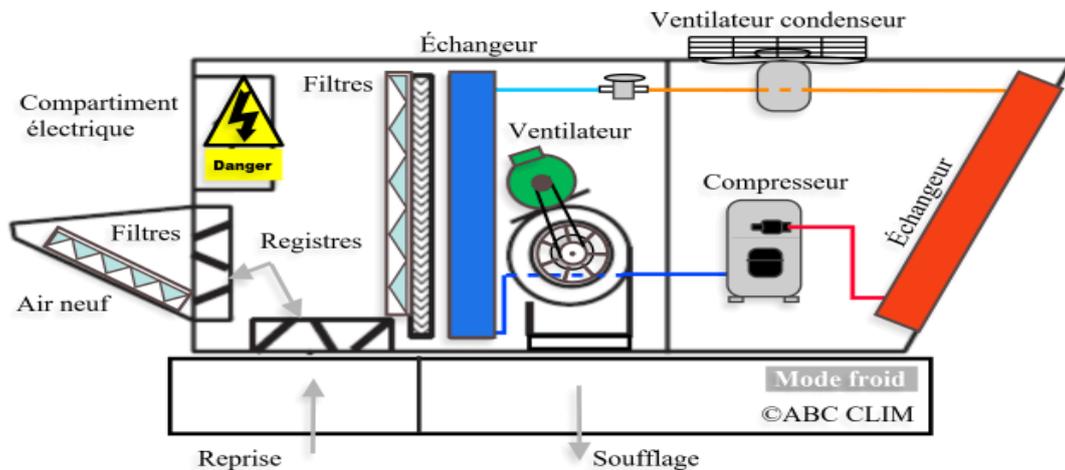


Figure 4.6 : Schéma explicatif d'un ventilateur de soufflage

❖ Principe de fonctionnement

Si le ventilateur de soufflage est sélectionné en position ouverte (ON), seulement de l'air frais de l'extérieur est introduit à l'intérieur d'une salle. Un ventilateur de soufflage secondaire produit la composante stable de la dynamique des pressions d'air. Les joints du réchauffeur d'air ont été remplacés par le système VN de Howden, ce qui a nécessité entre autres, d'actualiser les rotors en augmentant le nombre de joints, et en modifiant les plaques d'étanchéité de secteurs. Les pertes d'air sur le réchauffeur, qui réduisent le débit du ventilateur, permettent aux ventilateurs de soufflage et de tirage de générer plus de pression.

❖ Rôle

Aérateurs ou ventilateurs de soufflage a plusieurs rôles :

- Introduction d'air frais de l'extérieur a l'intérieure d'un locale,
- Ventilation et climatisation et assurées un bon rafraîchissement,
- Echanger l'air pour la réduction et minimisées les odeurs,
- ventilateur de soufflage avec roues à pas en quinconce pour un fonctionnement silencieux.

❖ Branchement

Les ventilateurs de soufflage doivent être situés au moins à 7 pi au-dessus du plancher pour éviter que la vapeur produite ne nuise aux personnels ou tout autre obstacle. Ils sont situés à 8 po l'un de l'autre, et se trouvent à 1 po du coffret du ventilateur de soufflage.

La gestion du débit est confiée, à travers le microprocesseur, à un variateur de fréquence qui contrôle le nombre de tours du ventilateur de soufflage selon le débit d'air établi et selon le degré d'encrassement des filtres, pour réduire la demande d'électricité du ventilateur de soufflage et d'un système d'éclairage qui consomme 30 % moins d'énergie que les systèmes

conventionnels pour le même degré d'illumination. Le ventilateur de soufflage est installé sur place, sur l'enceinte de l'humidificateur ou monté à distance.

Le ventilateur de soufflage est alimenté directement du tableau de commande RESDELUX , brancher les fils du ventilateur de soufflage sur la borne P7 du panneau de commande de l'humidificateur, près du potentiomètre de réglage du rendement. Utiliser deux vis no 8 d'une longueur de 2 po, chacune dans un poteau de 2 po sur 4 po, ou toute autre structure convenable, afin de bien supporter le ventilateur de soufflage et le boyau de vapeur. Lit fluide en aluminium avec fond spécialement étudié pour le séchage total du polystyrène, doté de ventilateur de soufflage d'air et de ventilateur de déplacement du matériau aux silos , placer les fils du ventilateur de soufflage au travers de l'ouverture.

❖ Calcul et application

Référence	Zone	Emplacement d'installation	Genre	Débit d'air d'extraction	Pression statique disponible
-	-	-	-	[m3/h]	[Pa]
VS-1.01Salle massage	-1 .17Salle massage	-1 .17Salle massage	Ventilateur centrifuge de gaine à flux d'air rectiligne	210	180

Suite :

Puissance/pression sonore rayonnée par le site d'installation	Puissance sonore conduit	Puissance sonore Extérieure	Courant Absorbé	Puissance Absorbé	Régulation de capacité
[dB(A)]	[dB(A)]	[dB(A)]	[A]	[Kw]	-
29 (pression à 3m)	50	50	0.3	0.06	1vel

Suite :

Tension	AH/AC Alimentation	Longueur	Largeur/prof	Hauteur	Poids
[V – Hz – F]	-	[mm]	[mm]	[mm]	[Kg]
230-50-1	T.CLM-1.2	200	272	272	2.8

Tableau 4.4 : Ventilateurs de soufflage, VS

2.2.4. Ventilateurs d'extraction, VE

❖ Description

Appareil servant à extraire l'air chaud et humide d'un bâtiment pour forcer la circulation de l'air, actionné par un système motorisé, c'est un élément indispensable d'une ventilation.



Figure 4.7 : Représentation des Ventilateurs d'extraction

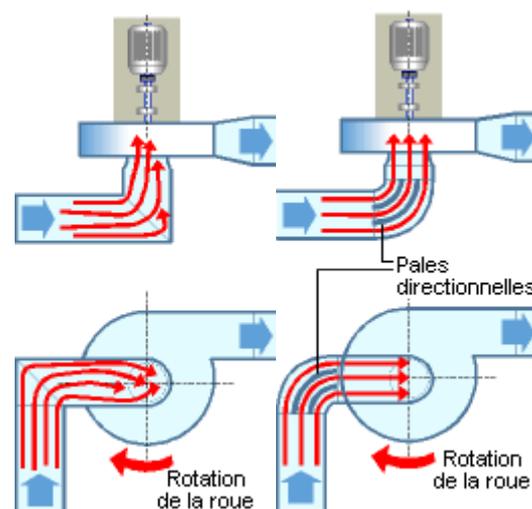


Figure 4.8 : Schéma explicatif du fonctionnement d'un ventilateur d'extraction

❖ Principe de fonctionnement

L'extracteur d'air est composé de différents éléments : un moteur situé généralement dans les combles qui permet la sortie de l'air grâce à un ventilateur, un réseau de gaines qui permet à l'air de circuler, l'expulsion de l'air pollué en extérieur, des bouches d'extraction et dans

certains cas, des bouches d'insufflation pour permettre à l'air neuf de rentrer dans la pièce et enfin, des entrées d'air qui peuvent avoir un débit fixe, un débit en fonction de l'humidité.

❖ Rôle

La ventilation d'une pièce grâce à un extracteur d'air a pour but d'évacuer l'humidité, la pollution intérieure et de renouveler l'air, pour permettre aux occupants de la maison ou aux utilisateurs de la pièce, de bénéficier d'un environnement sain. C'est un appareil compact et très esthétique qui permet de faire partie du décor de la pièce sans apporter de touche de mauvais goût.

❖ Branchement

Il est possible d'installer un extracteur d'air soi-même ou par des professionnels pour une installation plus sûre. Les extracteurs à simple flux qui sont fournis en kit s'installent plus facilement. Pour une installation des extracteurs, il faut prévoir une perceuse visseuse, un crayon à papier, une scie à métaux, une mèche à béton, une scie sauteuse, un conduit en PVC dont la longueur doit être égale à la largeur du mur, du mastic acrylique, des chevilles et des vis. Avant toute chose, il faut définir l'emplacement où sera installé l'aérateur (mur, plafond). Celui-ci doit être néanmoins installé en face de l'entrée principale. Vérifier aussi qu'à l'emplacement, il n'y a pas de conduit d'évacuation, d'électricité ou d'eau. Ensuite, il ne reste plus qu'à percer l'emplacement choisi après avoir dessiné au crayon les diamètres de l'extracteur à installer. Si le mur est en brique, il faudra commencer avec une perceuse puis terminer avec la masse. Il ne reste plus qu'à installer l'extracteur. Et pour cela, il faudra d'abord glisser le tuyau de PVC dans l'emplacement réservé à l'extracteur, percer le mur pour y mettre les chevilles, calfeutrer avec du mastic la jointure du tuyau, glisser dans le tuyau l'extracteur, raccorder ensuite l'extracteur au circuit électrique domestique et y fixer la grille d'évacuation. Les lames de la grille de l'extracteur d'air doivent être placées vers le bas pour éviter toute infiltration d'eau.

❖ Calcule et application

Référence	Zone	Emplacement d'installation	Genre	Débit d'air d'extraction	Pression statique disponible
-	-	-	-	[m ³ /h]	[Pa]
VEO0.01	IS du conciergerie	conciergerie	Ventilateur centrifuge de gaine à flux d'air rectiligne	90	70
VE-1.02 IS	-1.14 a-1.16 IS	AT-1.3	Caisson de ventilation à régulation électronique moteur ECM	1.530	200
VE-1.01 Salle massage	-1.17 Salle massage	-1.17 Salle massage	Ventilateur centrifuge de gaine a flux d'air rectiligne	200	180

Suite :

Puissance sonore rayonnée par le site d'installation	Puissance Sonore conduit	Puissance sonore Exterior	Courant Absorbé	Puissance Absorbé	Régulation de Capacité
[dB(A)]	[dB(A)]	[dB(A)]	[A]	[Kw]	-
42.2(pression à3m)	42	42	0.2	0.03	Variance Intégrée
42.2(pression à3m)	71	71	1.7	0.25	Variance Intégrée
29 (pression à3m)	50	50	0.3	0.06	1 Vitesse

Suite :

Tension	AH/AC Alimentation	Longueur	Largeur/Prof	Hauteur	Poids
[V – Hz – F]	-	[mm]	[mm]	[mm]	[Kg]
230-50-1	T. Zone	200	242	242	2.5
230-50-1	T.CLM-1.1	500	500	500	30
230-50-1	T.CLM-1.2	200	272	272	2.8

Tableau 4.5 : Ventilateurs d'extraction, VE

2.2.5. Ventilateurs de pressurisation, VP

❖ Description

La méthode de pressurisation par ventilateur est destinée à caractériser l'étanchéité à l'air de l'enveloppe ou de certaines parties d'un bâtiment.



Figure 4.8 : Représentation d'un ventilateur de pressurisation

❖ Principe de fonctionnement

Les ventilateurs séries VP doivent nécessairement être mis en marche avec une aspiration totalement fermée. Vérifier le nombre réel de mises en marche/heure avec les données du constructeur du moteur électrique, que le moteur est en mesure de supporter. Sauf indications contraires, considérer un maximum de mise en marche/heure. S'il est prévu que le ventilateur doive être mis en marche plus fréquemment, on peut remédier en installant un moteur de dimension supérieure. A la mise en marche, le courant de démarrage peut arriver à 7 fois le courant nominal, prévoir une installation électrique de dimension adaptée à cet effet.

❖ Rôle

Elle peut être utilisée :

- pour mesurer la perméabilité à l'air de la totalité ou d'une partie d'un bâtiment en vue d'établir sa conformité avec une spécification d'étanchéité fixée,
- pour comparer la perméabilité à l'air relative de plusieurs bâtiments ou parties de bâtiment similaires,
- pour identifier les sources de fuites,
- pour déterminer la réduction des fuites d'air résultant de l'application successive de mesures d'amélioration individuelles apportées à un bâtiment ou à une partie de bâtiment existant.

❖ Branchement

Ventilateurs de pressurisation doivent être installés sur un support bien fixe, pour assurer la mise en marche de l'électroaspirateur à haut rendement, avec des conditions bien définies :

- **Données de fonctionnement** : Conditions de l'air à l'aspiration

$$T=20^{\circ}\text{C} \text{ et } \rho=1.205 \text{ kg/m}^3$$

En branche la prise électrique et en vérifie la turbine à pâles renversée équilibrée statiquement et dynamiquement qui est connectée directement au moteur électrique auto-ventilé.

❖ Calcul et application

Référence	Zone	Emplacement d'installation	Genre	Débit d'air de soufflage/Extraction	Pression statique disponible
-	-	-	-	[m ³ /h]	[Pa]
VP5.1Echelle Ouest	échelle ouest	terrasse échelle ouest	Ventilateur d'extraction hélicoïde grande débit-Terrasse	3.600	180
VP5.2Echelle Est	échelle est	terrasse échelle est	Ventilateur d'extraction hélicoïde grande débit-Terrasse	3.600	180
VP5.3Echelle central	échelle central	terrasse échelle central	Ventilateur d'extraction hélicoïde grande débit-Terrasse	8.600	200

Suite :

Puissance sonore rayonnée par le site d'installation	Puissance sonore conduite	Puissance sonore Exterior	Courant Absorbé	Régulation des capacités	Tension
[dB(A)]	[dB(A)]	[dB(A)]	[A]	-	[V – Hz – F]
84	84	84	0.29	-	400-50-3
84	84	84	0.29	-	400-50-3
88	88	88	1.13	-	400-50-3

Suite :

Type d'alimentation	AH/AC Alimentation	longueur	Largeur/Prof	Hauteur	Poids
-	-	[mm]	[mm]	[mm]	[Kg]
Sécurité	T.CLMTER SEC.	800	800	640	50
Sécurité	T.CLMTER SEC.	800	800	640	50
Sécurité	T.CLMTER SEC.	900	900	660	78

Tableau 4.6 : Ventilateurs de pressurisation, VP

Note : les ventilateurs sont équipés d'un système automatique de contrôle de la pression dans la cage d'escalier entre 20 et 80 Pa, pour porte ouverte et fermée, respectivement.

3. Réseau de distribution et calcul hydraulique

L'adoption d'un système de conditionnement à eau et air-eau nécessite l'utilisation de ventilo-convecteurs dans les locaux considérés. Pour alimenter nos ventilos-convecteurs en énergie calorifique et frigorifique nous utiliserons un réseau de tuyauterie qui acheminera le fluide caloporteur (l'eau) jusqu'aux ventilo-convecteurs. Les étapes de calcul qui suivront nous permettront de dimensionner ce réseau afin qu'il soit le plus efficace possible son schéma de distribution (cf. [Annexe 3]).

3.1. Dimensionnement du réseau hydraulique

▪ Calcul du débit pour les ventilos convecteurs

Le débit des ventilos convecteurs est donné par la formule suivante :

$$Q = \frac{P}{c_{peau} \cdot \rho \cdot \Delta T} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (\text{IV.1})$$

Avec :

- P [en kw]: la puissance frigorifique de l'appareil.
- c_{peau} [en kJ/kg. °C] : chaleur massique de l'eau à 7°C, Soit égale à 4.1963 kJ/kg. °C.
- ρ [en kg/m³]: la masse volumique de l'eau à 7°C, soit égale à 999.84 \approx 1000 kg/m³.
- ΔT [en °C] : la différence de température entre l'entrée et la sortie de l'eau.

▪ Calcul du diamètre

Le diamètre d'une conduite hydraulique est déterminé par la formule suivante :

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q \cdot 0,001}{\pi \cdot V}} \quad [\text{m}] \quad (\text{IV.2})$$

Avec :

- Q : débit d'eau (L/s).
- V : vitesse d'écoulement (m/s).

Remarque

Les diamètres calculés seront remplacés par des diamètres normalisés (existant sur le marché) afin d'être placés dans le projet.

▪ Calcul de la vitesse réelle d'écoulement

$$V_R = \frac{4 \cdot Q \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot D_N^2} \quad [\text{m/s}] \quad (\text{IV.3})$$

Avec :

- Q [en L/s]: débit d'eau.
- D_N [en mm]: diamètre intérieur normalisé.
- Les vitesses d'écoulement retrouvées devront être comprises Entre 0.6 et 1m/s afin de

➤ satisfaire aux normes de confort acoustique.

▪ **Calcul du nombre de Reynolds**

$$Re = \frac{V * D_N}{\nu} \quad [\text{m/s}] \quad (\text{IV.4})$$

- ν [en m^2/s] : viscosité de l'eau.
- D_N [en mm]: diamètre nominale.
- La valeur de Re est comprise entre 2000 et 10^5 .

▪ **Calcul du coefficient de perte de charge linéaire**

Détermination de λ :

$$\lambda = 0,3164 \times Re^{-0,25} \quad (\text{IV.5})$$

Pour des valeurs de Reynolds (Re) comprises entre 2000 et 40 000, nous avons un écoulement turbulent lisse.

▪ **Calcul des pertes de charge**

Il existe deux types de perte de charge,

✓ **pertes de charge linéaire**

$$J_L = \frac{\lambda * L * V_R^2}{2 * g * D_N} \quad [\text{mce}] \quad (\text{IV.6})$$

Avec :

- L [en m]: la longueur de tronçon (m).
- V_R [en m/s]: la vitesse réelle d'écoulement (m/s).
- g : l'apesanteur 10 m/s^2 .
- D_N [en m]: le diamètre normalisé de tronçon étudié.
- λ : Coefficient de perte de charge linéaire

✓ **La perte de charge singulière**

$$Pdc_s = \frac{\xi * V^2}{2 * g} \quad [\text{mce}] \quad (\text{IV.7})$$

Avec :

- ζ : coefficient de résistance locale.
- V [en m/s] : la vitesse réelle d'écoulement d'eau.

✓ La perte de charge totale

$$Pdc_T = 2 * Pdc_{\text{aller}} = Pdcl + Pc ds + Pdcv \quad [\text{mce}] \quad (\text{IV.8})$$

Avec :

- $Pdcl$ [en mce] : perte de charge linéaire
- $Pc ds$ [en mce] : perte de charge singulière.
- $Pdcv$ [en mce] : perte de charge des ventilo-convecteurs donnée par le constructeur.

❖ Dimensionnement des vases d'expansion

Les vases d'expansion servent à compenser les variations du volume que subit la masse du fluide dans l'installation suite aux fluctuations de la température. Ainsi ils sont conçus afin d'absorber et de contenir les surpressions dues à la dilatation des fluides.

Le dimensionnement de ces équipements repose sur la détermination du volume résultant de la dilatation du fluide caloporteur, dans tout le réseau hydraulique. Le volume d'expansion est déterminé par la formule suivante : $V_{exp} = V_T \times (C_m - C_r)$ (IV.9)

V_{exp} (l) : Volume d'expansion.

- V_T (l) : Volume totale de l'installation hydraulique avec une majoration de 10%.
- C_r : Coefficient de dilation à la température de remplissage.
- C_m : Coefficient de dilation à la température moyenne de fonctionnement.

Le volume total du réservoir est déterminé par la formule suivante :

$$e^x = \frac{V_{exp}}{1 - \frac{P_1}{P_2}} \quad [\text{en L}] \quad (\text{IV.10})$$

- $V_{réser}$ [en L] : Volume total du réservoir.
- V_{exp} [en L] : Volume d'expansion.
- P_1 : Pression effective de gonflage correspondant à la hauteur statique + 1 bar.
- P_2 : Pression d'ouverture de la soupape + 1 bar.

❖ **Calcul et application**

A. Circulateur, C

Reference	service	emplacement D'installation	Genre	Débit d'eau	Hauteur manométrique
-	-	-	-	[L/h]	[KPa]
CEC 01/02	Circuit unique de rec.de chaleur du refroidisseur	Terrasse	Double-sans variateur	94.100	270
CEC 03/04	Circuit unique de rec.de chaleur du refroidisseur	Terrasse	Double-sans variateur	94.100	270
CEF 01/02	Circuit primaire EF du refroidisseur	Terrasse	Double-sans variateur	71.100	150
CEF 03/04	Circuit primaire EF du refroidisseur	Terrasse	Double-sans variateur	71.100	150
CSEF 01	Circuit secondaire EF	Terrasse	Simple-avec variateur	71.100	280
CSEF 02	Circuit secondaire EF	Terrasse	Simple-avec variateur	71.100	280
CSEF 03	Circuit secondaire EF	Terrasse	Simple-avec variateur	71.100	280

Régulateur de température	Puissance sonore	Courant absorbe	Puissance absorbe	Régulation de capacité	Tension
[°C]	[dB(A)]	[A]	[Kw]	-	[V – Hz – F]
40-45	70	19.60	11	Débit constant	400-50-3
40-45	70	19.60	11	Débit constant	400-50-3
7-12	64	10.50	5.5	Débit constant	400-50-3
7-12	64	10.50	5.5	Débit constant	400-50-3
7-12	68	13.10	7.5	Débit constant	400-50-3
7-12	68	13.10	7.5	Débit constant	400-50-3
7-12	68	13.10	7.5	Débit constant	400-50-3

Suite :

Type d'alimentation	AHVAC Alimentation	longueur	Larg /Prof	hauteur	poids
-	-	[mm]	[mm]	[mm]	[kg]
Normale	T.CLIMTER	440	249	870	102
Normale	T.CLIMTER	440	249	870	102
Normale	T.CLIMTER	705	475	741	184
Normale	T.CLIMTER	705	475	741	184
Normale	T.CLIMTER	440	249	778	97
Normale	T.CLIMTER	440	249	778	97
Normale	T.CLIMTER	440	249	778	97

Tableau 4.6 : Circulateur, C

B. Refroidisseur d'eau froid, REF

Reference	zone	Emplacement	Genre	Capacité
-	-	-	-	[L]
REF 01	Circuit primaire d'eau froid RE/RC 1 (5°C à 20°C)	Terrasse	Verticale, sans serpentin intérieur, avec acier émaillé	1500
REF 02	Circuit primaire d'eau froid RE/RC2 (5°C à 20°C)	Terrasse	Verticale, sans serpentin intérieur, avec acier émaillé	1500

Suite :

Pression maximale de fonctionnement	Température maximale de fonctionnement	Longueur	Lang / prof	hauteur	poids
[bar]	[°C]	[mm]	[mm]	[mm]	[kg]
10	90	1400	1400	1900	1900
10	90	1400	1400	1900	1900

Tableau 4.6 : Refroidisseur d'eau froide, REF

4. Réseau Aéraulique

▪ Méthode de calcul

La méthode de calcul utilisée est appelée méthode des pertes de charge linéaires constantes ou méthode à vitesse décroissante fixée.

Elle consiste à calculer le débit d'air soufflé (ou repris) à partir des besoins du local, puis de calculer la section et le diamètre à partir d'une vitesse donnée, afin de choisir un diamètre normalisé tout en s'assurant que la vitesse est toujours acceptable, et enfin calculer les pertes de charges linéaires, singulières et totales son schéma de distribution (cf. [Annexe 2]).

- **Calcul des débits d'air soufflé et repris**

$$Q_{souf} = \frac{A_s}{h_l - h_s} [Kg/s] \quad (IV.11)$$

- A_s [en KW]: Somme des apports sensibles du local considéré.
- h_L [en KJ/Kg] : enthalpie de l'air intérieur.
- h_s [en KJ/Kg] : enthalpie de l'air soufflé.

- **Calcul du diamètre**

On a la section de la gaine de soufflage

$$S = \frac{Q_{souf}}{v \cdot 3600} [m^2] \quad (IV.12)$$

- Q_{souf} [en m³/h]: débit d'air soufflé.
- v [en m/s]: vitesse de l'air dans la gaine, $v = 7,5m/s$.

Et le diamètre calculé: $D = \sqrt{\frac{4S}{\pi}} [m] \quad (IV.13)$

- S [en m²]: section calculé de la gaine

$$v = \frac{4 \cdot Q_{souf}}{\pi \cdot D_n^2 \cdot 3600} \quad (IV.14)$$

- Q_{souf} [en m³/h]: débit d'air soufflé.
- D_n [en m]: diamètre normalisé choisi.

- **Calcul des pertes de charges**

Pour calculer les pertes de charges linéaires dans les gaines circulaires la formule est la suivante:

$$J = j \cdot L [Pa] \quad (IV.15)$$

- L [en m]: longueur du tronçon de la gaines.

$$j = \frac{60 \cdot V^{1.82}}{D_n^{1.22}} [Pa/m] \quad (IV.16)$$

- V [en m/s]: vitesse de l'air dans la gaine.
- D_n [en mm]: diamètre normalisé du tronçon.

Pour les pertes de charge singulières la formule est la suivante:

$$j_s = \frac{\xi \cdot \rho \cdot V^2}{2} [Pa] \quad (IV.17)$$

- ξ : Coefficient de la singularité donné par les différents documents techniques.
- ρ [en Kg/m³]: masse volumique de l'air.
- V [en m/s]: vitesse de l'air dans la gaine.

- **Dimensionnement des ventilateurs**

La pression disponible du ventilateur est donnée par la formule suivante:

$$P_{T,V} = \Delta P_s + \Delta P_d [Pa] \quad (IV.18)$$

- ΔP_s [en Pa] : perte de charge totale du circuit le plus défavorable.
- ΔP_d [en Pa]: perte de charge dynamique du circuit le plus défavorable, il est donné par:

$$\Delta P_d = \frac{\rho \cdot (V_1^2 - V_n^2)}{2} [Pa] \quad (IV.19)$$

- ρ [en Kg/m³]: masse volumique de l'air.
- V_1 [en m/s]: vitesse de l'air dans le tronçon principal.
- V_n [en m/s]: vitesse de l'air dans le tronçon le plus défavorable.

❖ **Calcul et application**

➤ **Unités de détente directe, UI et UE**

Reference	zone	Emplacement d'installation	Genre	Débit d'air de soufflage	Puissance de refroidissement totale
-	-	-	-	[m3/h]	[Kw]
UP0.01	Conciergerie	Conciergerie	Mural	528/282/234	4
UP0.02	Conciergerie- baie de communication	Conciergerie- baie de communication	Mural	528/282/234	4
UEP0.01	Conciergerie	Terrasse de la Conciergerie	MUTISPLIT a R-410A	-	4
U-1.01	ZT Telecom	ZT Telecom	Mural	615/685/815/ 975	6
UE-1.01	ZT Telecom	ATC-1.1	SPLIT a R-410A	-	3.4
U0.05	Salle de sécurité	Salle de sécurité	CASSETTE a 4 voies	390/685/815/ 975	4.8
UE0.05	Salle de sécurité	ATC-1.1	SPLIT a R-410A	-	4.8
U ET.01	ET.01 AT Telecom	ET .01AT Telecom	Mural	615/685/815/ 975	2.1
UE5.04	ET.01 AT Telecom	Terrasse	SPLIT a R-410A	-	2.1
U ET.02	ET.01 AT Telecom	ET .01AT Telecom	Mural	615/685/815/ 975	6
UE5.05	ET.01 AT Telecom	Terrasse	SPLIT a R-410A	-	6

Suite :

Puissance de refroidissement sensible	Efficacité de rafraichissement	Puissance sonore rayonne par le site d'installation	Courant absorbé	Puissance absorbé	Tension
[Kw]	-	[dB(A)]	[A]	[Kw]	[V – Hz – F]
-	3.85	62	6.1	1.17	230-50-1
-	3.85	62	6.1	1.17	230-50-1
-	3.85	62	6.1	1.17	230-50-1
4.1	-	61	9.3	1.99	230-50-1
-	6.32	61	9.3	1.99	230-50-1
2.8	-	34	5.7	1.65	230-50-1
2.8	-	34	5.7	1.65	230-50-1
-	-	-	8.8	1.99	230-50-1
-	-	-	8.8	1.99	230-50-1
4.1	-	61/-	8.8	1.99	230-50-1
4.1	-	61/-	8.8	1.99	230-50-1

Suite :

Type d'alimentation	AHVAC Alimentation	longueur	Larg /Prof	hauteur	Poids
-	-	[mm]	[mm]	[mm]	[kg]
Normale	T. Zone	780	215	289	9
Normale	T. Zone	780	215	289	9
Normale	T. Zone	765	285	550	38
Normale	T.CLIM-1.2	250	1.050	290	12
Normale	T.CLIM-1.2	735	825	300	48
Normale	T.CLIM-1.2	620	620	260	19
Normale	T.CLIM-1.2	550	285	550	34

Normale	T.CLIMTER	250	1.050	290	12
Normale	T.CLIMTER	735	825	300	48
Normale	T.CLIMTER	250	1.050	290	12
Normale	T.CLIMTER	735	825	300	48

Tableau 4.7 : Unités de détente directe, UI et UE

5. Conclusion

Ce chapitre nous a permis de calculer et de définir l'emplacement des différentes équipements de refroidissement de l'établissement.

Régulation

Le terme de régulation renvoie dans son sens concret à une discipline technique, qui se rattache sur le plan scientifique à l'automatique. La régulation est un cas spécifique de rétroaction où le système tend à réduire ses écarts à la commande.

La régulation ne s'arrête pas au chauffage ou à la climatisation, elle régit toute sorte de systèmes où une boucle réactive de fonctionnement est requise. Par exemple, une régulation sur un taux d'humidité fera varier la vitesse de ventilation de la VMC. Autre exemple, un capteur de pression sur un circuit de chauffage fera varier la vitesse de la pompe pour obtenir toujours le bon débit de chauffage malgré la fermeture de vannes.

Les dispositifs de régulation sont nombreux, ils intègrent plusieurs catégories :

- Les capteurs, tels que sondes de température, sondes de pression de qualité d'air, ...
- Les actionneurs, tels que vannes de régulation, volets d'air neuf, vanelles de ventilation, ...
- Les régulateurs, où est inscrit le « cerveau » ou le programme de travail de la régulation.

Nous trouverons également des équipements intégrés et combinés, tels que thermostat intérieur programmable, régulation programmation de chaudière, robinet thermostatique sur radiateur...etc.

1. But de la régulation

Le but de la régulation est de maintenir l'état stable, conforme à ce qui est prévu, dans le fonctionnement d'une machine ou l'état d'un système, qui a des grandeurs physique appelée généralement grandeur réglée, peut être une pression, une température, une puissance...etc. La régulation peut être centralisée ou individuelle.

2. Régulation centralisée et la régulation individuel

La régulation centralisée généralement automatique est l'ensemble des techniques qui permettent de contrôler une grandeur physique (ex. : température, vitesse, pression), sans intervention humaine, pour la maintenir à une valeur donnée, appelée consigne. C'est une branche de l'automatisme.

Appelle aussi la régulation proportionnelle en fonction de la température extérieure permet de régler la température de départ vers le ventilo-convecteur par l'intermédiaire de l'organe de régulation. Le régulateur proportionnel compare les sondes (extérieures et de départ) et pilote la vanne mélangeuse (V3V) pour amener la température de départ à vérifier la relation de base. Ainsi pour chaque température extérieure le régulateur détermine par l'intermédiaire de l'organe de réglage une température de départ de l'eau vers les ventilo-convecteurs.

La température de départ est obtenue à l'aide de la vanne mélangeuse, c'est-à-dire plus on s'approche de la température voulue, le by passe entre le retour de la vanne mélangeuse s'ouvre.

Par contre pour aller plus loin et pour coordonner tous les équipements et leurs régulations et programmation la régulation individuelle peut être plus utile et efficace que la régulation centralisée (automatique ou numérique) car elle est limitée pour la prévention, détection mais des fois pas pour la supervision donc on s'intéresse beaucoup plus à la régulation individuelle précisément au niveau des unités terminales.

2.1. Au niveau des ventilo-convecteurs

Les ventilo-convecteurs soufflent à l'intérieur des locaux à climatiser de l'air traité à des caractéristiques de température, l'humidité et de débit qui sont fonction des indications du thermostat d'ambiance selon le besoin de chaque local.

Le thermostat d'ambiance est généralement incorporé dans l'appareil, placé près de la bouche de reprise du ventilo-convecteur. Il est donc soumis aux conditions intérieures du local climatisé. Toutefois, cette disposition n'est pas la meilleure, car pendant les périodes d'arrêt du ventilateur, il peut être influencé :

- Soit par le rayonnement de la batterie de réchauffage ou de refroidissement.
- Soit par la température de l'air neuf extérieurs admis dans l'appareil.

Il est donc préférable, chaque fois que cela est possible, d'installer le thermostat d'ambiance dans le local à l'extérieur de l'appareil.

Pour asservir les caractéristiques de l'air soufflé aux conditions du local à climatiser, le thermostat d'ambiance peut agir sur les paramètres suivants :

- La vitesse de rotation du ventilateur de soufflage.
- Le débit d'air mélangé traversant les batteries de réchauffage ou de refroidissement.

- Le débit d'air neuf.
- Le débit d'eau chaude ou glacée alimentant les batteries.

2.2. Réglage du débit d'eau chaude ou glacée

Le réglage du débit d'eau chaude ou glacée à l'entrée des batteries est automatique grâce à des vannes de réglage à quatre voies à commande thermostatique. Elles permettent un réglage précis de la température du local.

2.3. Réglage de la vitesse de rotation du ventilateur

Le réglage de la vitesse de rotation des différents ventilateurs peut être manuel ou automatique. En réglage manuel, l'appareil comporte sur le tableau de commande un commutateur permettant le choix entre deux, trois vitesses du ventilateur.

Le réglage automatique est obtenu par action du thermostat d'ambiance sur la vitesse du ventilateur, cette action peut être :

- En tout ou rien (marche – arrêt) ou bien en abréviation anglaise (ON-OFF)
- En cascade (trois vitesses possible)

2.4. Réglage du débit d'air traversant la batterie

Il existe deux systèmes de réglage du débit d'air traversant les batteries :

- Un système de réglage par volets orientable.
- Un système de réglage de l'ensemble du ventilateur la commande des volets est automatique.

2.5. Réglage du débit d'air neuf

La ventilation des locaux est prévue par une admission d'air neuf au moyen d'orifices prévus en façade du bâtiment. Le réglage du débit d'air neuf peut se faire soit manuellement ou bien automatiquement.

Le réglage manuel du débit d'air neuf laissé à l'initiative de l'utilisateur comporte un gros risque en cas de gel. Pour faire face à cet inconvénient nous adopterons une régulation automatique par clapet qui se ferme impérativement en cas de coupure de courant ou d'arrêt au ventilateur.

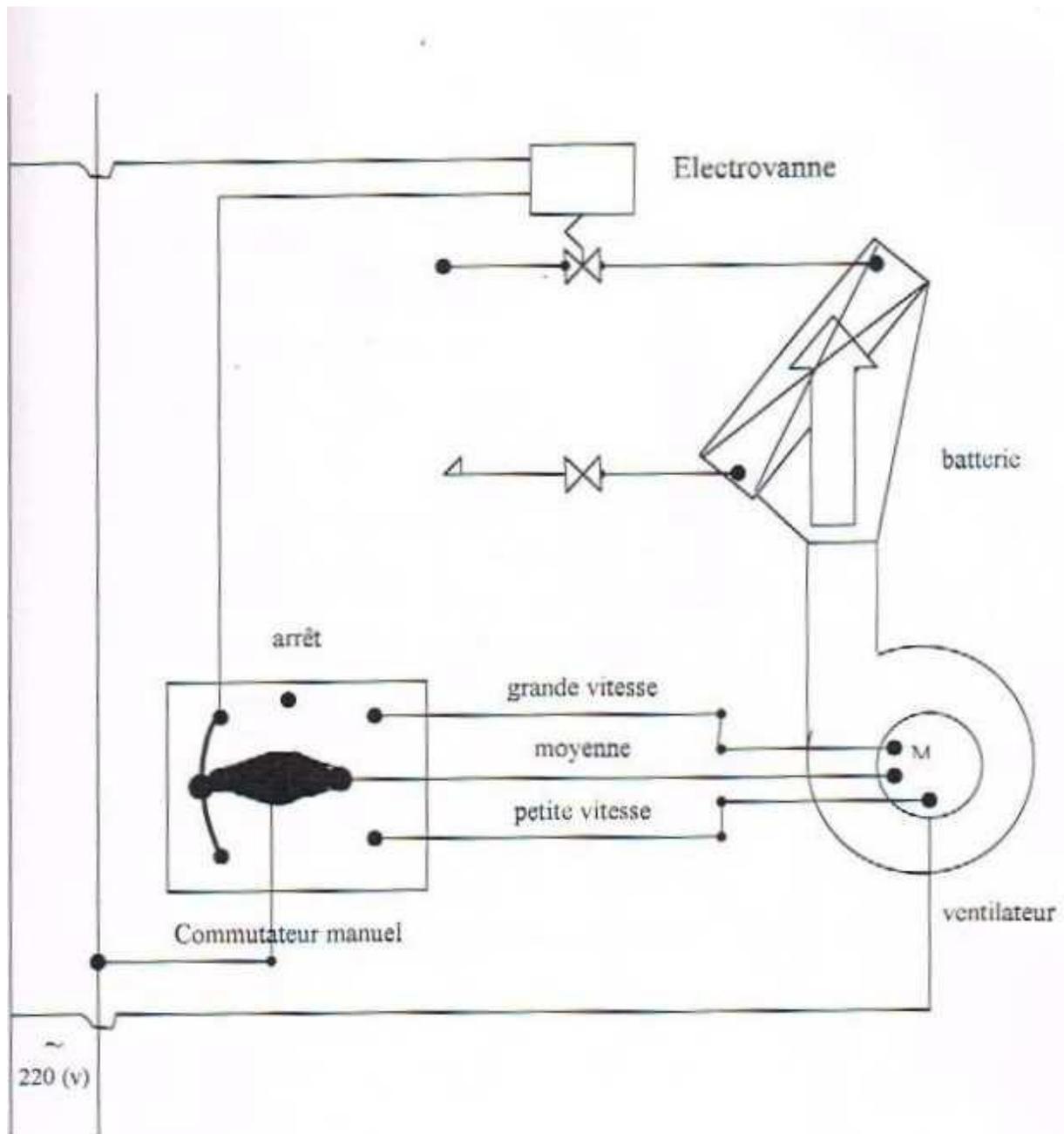


Figure 5.1 : Schéma du réglage manuel de la vitesse du ventilateur et de la puissance de la batterie d'un ventilo-convecteur.

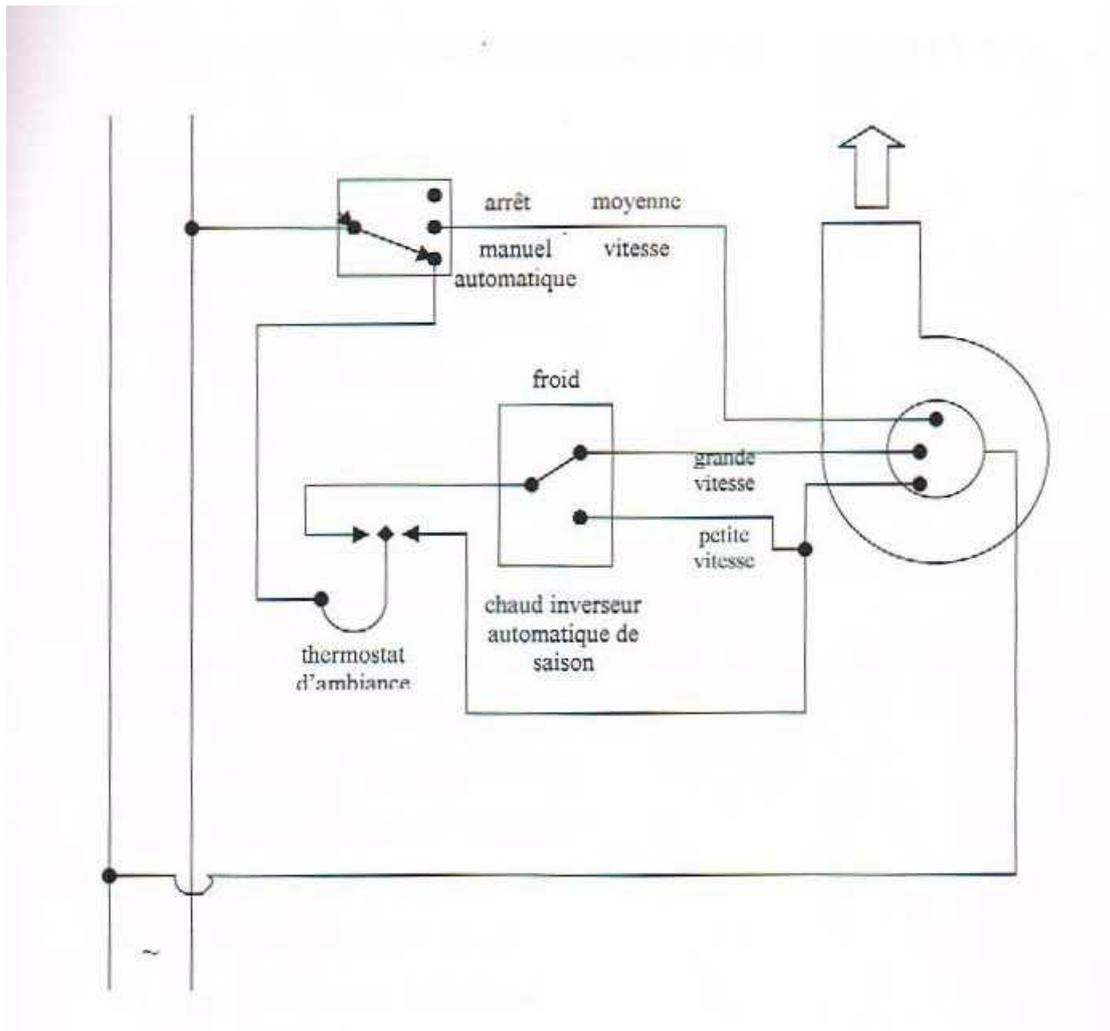


Figure 5.2 : Réglage automatique de la vitesse du ventilateur d'un ventilo-convecteur.

Pour notre cas on a aussi d'autres systèmes de régulation :

Centrale du système de contrôle et surveillance des clapets coup-feu (CSCCF)

Unité principale de contrôle et surveillance (KSUA)

Unité de raccordement aux zones d'alarmes d'incendie (KSUC)

Unité secondaire pour raccordement des clapets (KSUB)

Unité secondaire pour raccordement des clapets de désenfumage (KSUG)

Le plan explicatif de ces systèmes (cf. Annexe 4).

3.Conclusion

Pour assurer le bon fonctionnement d'un système, il faut une adaptation permanente d'un des paramètres caractéristiques d'une machine à la valeur demandée par l'utilisation tout simplement appel à un système de régulation.

CONCLUSION GENERALE

Après toutes ces études et analyses élaborées dans ce projet, on conclut que, pour contrôler l'environnement intérieur d'un local ou d'un établissement à climatiser, il est nécessaire d'installer une puissance suffisante pour couvrir, à chaque instant, les charges thermiques du local en connaissant les conditions extérieures de base et intérieures adoptées et faire le choix de climatisation qui convient après avoir calculé le bilan thermique estival.

Cette étude nous a montré, l'importance des différents critères sur les bâtiments, surtout dans les choix et les décisions qui ont un fort impact sur la qualité thermique de l'habitat.

Le local d'étude est l'hôtel AMRAOUA situé légèrement en retrait du centre-ville de Tizi-Ouzou plus exactement au nord de la ville route de Tala Alam, qui se constitue de quatre étages typiques, sa charge frigorifique est estimée à 257.693 KW, cette valeur doit être évacuée afin d'avoir une température de confort de 24 C° en installant un groupe qui va produire de l'eau glacée pour tous les appartements de l'hôtel.

Enfin ce travail que j'ai pu réaliser m'a appris d'être méthodique et de comprendre la signification d'un projet réalisable.

REFERENCES

[1] Thermique des bâtiments d'habitation, Règles de calcul des apports calorifique, Documentation technique réglementaire C 3.4., Centre national d'étude et de recherche intégrée du bâtiment. 1998.

[2] Thermique des bâtiments d'habitation, Règles de calcul de déperditions calorifique, Documentation technique réglementaire C 3.2., Centre national d'étude et de recherche intégrée du bâtiment. 10/12/1997.

[3] H.RIETSCHEL et W.RAISSE, Traite de chauffage et de climatisation. Édition Dunod Tome 2, Paris ,1974

[4] PATRICK JACQUARD, SERGE SANDRE, La pratique de la climatisation et du chauffage thermodynamique ». 3^{em} édition Dunod. Septembre 2012.

[5] P.ISELT et U. ARND, Manuel de l'humidification de l'air, grundlagen der luftbefeuchtung, 1996.

[6] CLAUDE-ALAIN ROULET, Energétique du bâtiment, presses polytechniques romandes, CH.1015. Lausanne, 1987.

[7] CHIOUKH Menouar et AMRANI Kamel, «Etude et dimensionnement d'une installation de chauffage et de climatisation d'une crèche située à Tizi-Ouzou», Mémoire de fin d'études, Université Mouloud Mammeri Tizi-Ouzou faculté de génie de la construction département de génie mécanique, Promotion (2015 /2016).

ANNEXES
