REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA



Faculté de **T**echnologie

Mémoire de fin d'études de Master

Filière : Génie climatique
Spécialité : Génie climatique

Etude et dimensionnement d'une installation de climatisation pour une banque

---

Présenté par

Ouadfeul Yassine et Cherif Mohamed Mounir

Proposé et Dirigé par

Dr Triki.Z et Mr Selloum

Promotion 2019/2020

Remerciements

Au nom d'Allah le plus grand merci lui revient de nous avoir guidé vers le droit chemin, de nous avoir aidé tout au long de nos années d'étude, et qui nous a donné la force d'achever cette réalisation.

On adresse notre profond remerciement au professeur **TRIKI ZAKARIA** notre encadreur qui nous a aidé et suivi pendant la réalisation de notre étude.

On remercie précisément Mr **SELLOUM AHMED** pour sa disponibilité.

On remercie monsieur **Ferhat** l'ingénieur du bureau d'étude de climatisation d'Alger de nous avoir aidé et suivi pendant la réalisation de notre étude.

On remercie infiniment tous les gens qui nous ont pris en Stop pendant nos années d'étude Ainsi, on adresse nos remerciements les plus chaleureux à toutes les personnes qui nous ont aidés de près ou de loin par le fruit de leurs connaissances pendant toute la durée de notre parcours éducatif.

Nos sincères remerciements vont également à tous les enseignants du département de génie mécanique qui nous ont offert tous leurs savoirs.

Notre gratitude à tous les membres de jury qui nous font l'honneur de juger notre travail.

DEDICACE

À mes chers **parents** symbole de sacrifice, de tendresse et d'amour, sont les moindres sentiments que je puisse vous témoigner.

Quoi que je fasse, je ne pourrais jamais vous récompenser pour les grands sacrifices que vous avez faits et continuez de faire pour moi.

Aucune dédicace ne saurait exprimer mes grandes admirations, mes considérations et mes sincères affections pour vous.

À celle qui a attendu avec impatience les fruits de sa bonne éducation et instruction à ma **mère**.

Pour la première personne qui m'a guidé dans ma vie, mon père : **Athmane.**

Mon très **cher grand père** qui doit être fière de ce moment paix à son âme.

À **mes sœurs** et mon **frère Ismail** qui sont toujours présents pour me donner plus de courage et de confiance en moi-même

Toute la famille **CHERIF** et **BELAZIZ.**

Sans oublie mon frère **YOUCEF HADDOUNE** et tous mes amis avec leurs encouragements

À tous mes collègues du département génie climatique à Médéa et génie mécanique à Saad Dahleb Blida.

Comme je souhaite un bon courage pour toute la promotion 2020 de l'Université Dr Yahia Farés de Médéa.

CHERIF MOHAMMED

DEDICACE

À mes chers **parents** symbole de sacrifice, de tendresse et d'amour, sont les moindres sentiments que je puisse vous témoigner.

Quoi que je fasse, je ne pourrais jamais vous récompenser pour les grands sacrifices que vous avez faits et continuez de faire pour moi.

Aucune dédicace ne saurait exprimer mes grandes admirations, mes considérations et mes sincères affections pour vous.

À celle qui a attendu avec impatience les fruits de sa bonne éducation et instruction à ma **mère**.

Pour la première personne qui m'a guidé dans ma vie, mon père : **RACHID.**

Sans oublie mon frère **HAMZA FATEH et** tous mes amis avec leurs encouragements

À tous mes collègues du département génie climatique à Médéa et génie mécanique à Saad Dahleb Blida.

Comme je souhaite un bon courage pour toute la promotion 2020 de l'Université Dr Yahia Farés de Médéa.

OUADFEUL YASSINE

Sommaire

CHAPITRE I :

Présentation du projet

I.01 : But du projet.....01

I.02 : Situation géographique du projet 01

I.03 : Définition du lieu à climatiser..... 01

I.04 : Conditions climatiques de base 01

I.4.01 : Les conditions extérieures de base 02

I.4.02 : Les conditions intérieures de base..... 02

I.05 : Cahiers de charges de l'immeuble 03

Chapitre 02 :

Calcul thermique et étude de la condensation

II.1. Introduction..... 05

II.2 : Transfert thermique.....05

II.2.1 : Transfert par conduction 05

II.2.2 : Transfert par convection..... 06

II.2.3 : Transfert par rayonnement 06

II.3 : Calcul des coefficients de transmission thermique surfacique (k)

Pour les différentes parois 07

II.3.1. Application au projet..... 08

a) Mur extérieur (mur double cloison) 08

b) Mur extérieur (mur béton) 09

c) Mur intérieur (entre locaux) 10
d) Le double vitrage 11
e) Plancher entre étage 12
f) Porte opaque en bois 13
II.4. Vérification de la résistance thermique 14
II.5. Phénomènes de condensation 14
II.5.1. La condensation superficielle 14
II.5.2. La condensation dans la masse 16
a) Calcul de température de chaque couche dont les parois sont en contact avec l'extérieur 16
b) Calcul de pressions de saturation de chaque couche dont Les parois sont en contact avec l'extérieur 17
c) Calcul de pression partielle pour chaque couche dont les parois sont en contact avec l'extérieur 17

CHAPITRE III :

Calcul du bilan thermique

III.1. Introduction 20
III.2. Calcul des déperditions thermiques pour différents locaux (dimensionnement du chauffage) 20
III.2.1. Calcul des déperditions de base par transmission 20
III.2.1.1. Déperditions surfaciques par transmission à travers les ponts thermiques 21
III.2.1.2. Les déperditions à travers les ponts thermiques 21
III.2.1.3. Les déperditions par transmission à travers les parois en contact avec le sol 21
III.2.1. 4. Les déperditions à travers les parois en contact avec des locaux non chauffés 21

III.2.2. Les déperditions par renouvellement d'air…..22
III.2.3. Vérification réglementaire.....25
III.3 Calcul des apports thermiques des différents locaux… 27
III.3.1 Définition 27
III.3.2 Méthode de calcul 27
III.3.3 Apports calorifiques sensibles et latents 27
III.3.4 Apports à travers les parois opaques 28
III.3.5 Apports à travers les parois vitrées..... 28
III.3.5.1 Apports dus au gradient de température à travers les parois vitrées..... 28
III.3.5.2 Apports dus au rayonnement solaire à travers les parois vitrées..... 28
III.3.6 Apports de chaleur internes 29
III.3.6.1 Définition.....29
III.3.6.2 Principe de calcul… 29
III.3.6.3 Calcul des apports internes 29
III.3.7 Apports de chaleur par introduction d'air extérieur 30
III.3.7.1 Définition.....30
III.3.7.2 Expressions des apports par introduction d'air extérieur 30
III.3.8 Variations de la température sèche de l'air extérieur 31
III.3.9 : Évaluations des apports calorifiques 32
III.4 : Les apports de la banque.....34
III.5 : Vérification réglementaire 36

III.6. Conclusion 38

Chapitre IV :

Choix du système de climatisation

IV.1. La classification des systèmes de climatisation..... 39
a) Les systèmes centralisés 39
b) Les systèmes décentralisés 39
c) Les systèmes semi centralisés.....39
IV.2. Choix du système de climatisation 39
IV.2.1. Introduction 39
IV.2.2. Systèmes VRV (Volume de Réfrigération Variable) 40
IV.2.2.1. Définition 40
IV.2 .2 .2. Systèmes VRV 2 tubes 3 tubes..... 40
IV.2.2.3. Risques de fuite du réfrigérant.....41
IV.2.2.4. . Maintenance sur installation VRV 41
IV.2.2.5. Application des systèmes VRV 41
IV.2.2.6. Principe de fonctionnement du VRV à récupération d'énergie..... 41
IV.2.2.7. Flexibilité des systèmes VRV pour l'immobilier de bureau 42
IV.2.2.8. Différences essentielles entre une solution VRV et une solution type eau glacé..... 42
IV.2.2.9. Les principaux avantages du VRV 45
IV.2.2.10. Inconvénients du VRV 45
IV.3.1. Fluide réfrigérant.....45

IV.3.2. Unité intérieure 46
IV.3.3. Unité extérieure..... 46
IV.3.4. Réseau de distribution 46
VI.5. Application au projet..... 46
VI.6. Conclusion générale 48
Liste des références bibliographiques 49
ANNEXES 50

Résumé

Ce travail comprend l'établissement d'un bilan calorifique ensuite de choisir le meilleur système compatible (chauffage et climatisation) qui consiste à fournir un climat approprié à l'intérieur de l'immeuble en contrôlant la température, l'humidité et le renouvellement d'air de la banque de **Bâb Ezzouar à Alger**, en mettant en place une étude complète et précise des différentes dimensions des locaux qu'il comprend en conjonction avec les coordonnées de l'aire géographique qui l'entoure.

Mots clés : chauffage, climatisation, bilan thermique, renouvellement d'air, étude géographique, climat, température, humidité

الملخص :

تضمنت هذه الدراسة اختيار نظام تكييف (تدفئة و تبريد) الذي يعمل على توفير مناخ ملائم داخل المكان بالتحكم بدرجة الحرارة الرطوبة و تجديد الهواء للبنك و ذلك من خلال إعداد توازن حراري عن طريق إقامة دراسة شاملة و دقيقة لأبعاد المكان التي يتضمنها مع إحداثيات المنطقة الجغرافية المحيطة به بحيث تتيح لنا نتائج هذه الدراسة اختيار نظام تكييف مناسب يتماشى مع الظروف المناخية للمنطقة الجغرافية

الكلمات المفتاحية

الرطوبة , درجة الحرارة , المناخ, الدراسة الجغرافية, تجديد الهواء,الرصيد الحراري,تبريد , تدفئة

Abstract

This Work show the establishment of a calorific balance due to choosing the best compatible system (heating and air conditioning) which consisting providing an appropriate climate inside the room by controlling the temperature, humidity and air renewal of the Bank, by setting up a complete and precise study of the different dimensions of the premises it includes in conjunction with the coordinates of the geographic areas surrounds it.

Key words:

Heater, air conditioner, heat balance, air renewal, geographic study, weather, temperature, humidity

Liste des figures

Liste des figures

Chapitre 02 : Calcul thermique et étude de la condensation

Figure II.1 : Schéma explicatif du coefficient d'échange global K……07

Figure II.2 : Vue en coupe d'un mur extérieur double cloison 08

Figure II.3 : Vue en coupe de muren béton.....09

Figure II.4 : Vue en coupe d'un mur intérieurentre locaux.....10

Figure II.5 : Vue en coupe d'un double vitrage 11

Figure II.6 : Vue en coupe plancher entre étage 12

Figure II.7 : Porte opaque en bois..... 13

Chapitre 04 : Choix du système de climatisation

Figure IV.1 : Différents types d'unités intérieures VRV Daikin..... 43

Figure IV.2 : Unité intérieure Daikin type RXYQ-PR1..... 43

Figure IV.3 : Unité extérieure VRV type REYQ30P8..... 44

Figure IV.4 : Schéma d'une installation VRV 44

Liste des tableaux

Chapitre I

Tableau I.1 : Les conditions climatiques extérieures..... 2

Tableau I.2 : Conditions intérieures de base..... 2

Tableau I.3: cahier de charge RDC (H = 3. 6 mètre)..... 3

Tableau I.4 : cahier de charge 1er étage 4

Chapitre II

Tableau II.1: Valeurs et somme des résistances d'échange superficiel des différentes parois 8

Tableau II.2: Résistance des différentes couches de la paroi (MDC) 9

Tableau II.3 : Résistance des différentes couches de la paroi (mur béton) 10

Tableau II.4 : Résistance des différentes couches de la paroi (mur simple cloison).....11

Tableau II.5 : Résistance des différentes couches de la paroi (plancher) 13

Tableau II.6 : Comparaison de Tpi et Tri (Ti= 21°C)..... 15

Tableau II.7 : Pressions de saturation de chaque couche dans un mur à double cloison 17

Tableau II.8 : Pressions de saturation de chaque couche dans un poteau 0.40m.....17

Tableau II.9 : La pression partielle pour chaque couche, cas d'un mur à double cloison 18

Chapitre III :

Tableau III.1: Les déperditions thermiques de la salle vidéo surveillance.....23

Tableau III.2 : Déperditions thermiques au niveau du rez-de-chaussée (RDC).....24

Tableau III.3: Déperditions thermiques à travers les différents locaux du 1er étage.....25

Tableau III.4 : Déperditions thermiques totales à travers les différents niveaux de l'immeuble 25

Tableau III.5 : Les coefficients de vérification réglementaire.....26

Tableau III.6: Infiltration par les portes et fenêtres 31

Tableau III.7: Les valeurs coefficient Cts(t)..... 32

Tableau III.8: Les valeursde Tse(t) 32

Tableau III.9: Les apports à travers les parois opaques extérieures à l'instant t….....32

Tableau III.10: Les gains dus au gradient de température à travers les parois vitrées extérieures à l'instant t 33

Tableau III.11: Les apports de chaleurs internes.....33

Tableau III.12 : Les gains dus au renouvellement d'air..... 34

Tableau III.13: Les gains du saurin filtrations 34

Tableau III.14 : Les apports du bureau.....34

Tableau III.15 : Les apports du RDC 35

Tableau III .16 : Les apports du 1er étage.....36

Tableau III .17 : Les valeurs de NPVI 37

Chapitre IV

Tableau IV.1 : Les puissances frigorifiques et calorifiques..... 47

Nomenclature :

λ: conductivité thermique du milieu et se mesure en **W/m.K**

Φ**:** flux thermique et se mesure en **Watts (W).**

S : Aire de la section parallèle au flux de chaleur **(m^2)**

X : Variable d'espace dans la direction du flux **(m)**

qcv : flux de chaleur transmis par convection **(W)**

h : coefficient de transfert de chaleur par convection **($W/m^2.°C$)**

TP : température de surface du solide **(°C)**

T∞ : Température de fluide loin de la surface du solide

S : aire de la surface du contact solide/fluide **(m^2)**

qr : flux de chaleur transmis par rayonnement **(W)**

σ:constante de Stephan Boltzmann **5.67×10^{-8} ($W. m^{-2}.K^{-4}$)**

εp: facteur d'émission de la surface

T∞: température de milieu environnant la surface **(°C)**

Tp : température de la surface **(°C)**

S : aire de la surface **(m^2)**

K : coefficient de transmission thermique surfacique **($W /m^2.°C$)**

Rtot : résistance thermique totale de la paroi **($m^2.°C /W$)**

hi et he : coefficient de transmission thermique superficielle intérieure et extérieure **($W/m^2.°C$)**

ei : épaisseur de la couche du matériau **(m)**

λi: conductivité thermique du matériau **($W.m^{-1}. °C^{-1}$)**

Kvn : le coefficient K du vitrage nu **[$w/m^2.°C$]**

rv : la résistance supplémentaire des voilages éventuels **[$m^2.°C/w$]**

rrid : résistance supplémentaire des rideaux éventuels **[$m^2.°C/w$]**

rocc : résistance supplémentaire des occultations **[$m^2.°C/w$]**

eocc : épaisseur de l'occultation **(m)**

λ **occ :** conductivité thermique du matériau qui constitue l'occultation **[w/m.°C].**

R : la résistance de la paroi considérée **($m^2. °C /W$)**

Tai : la température de l'air à l'intérieur

Tae : la température de l'air à l'extérieur

Tri : la température de rosée à l'intérieur

Q : flux de chaleur à travers le mur **(W)**

Ti : la température à l'intérieur **(°C)**

Te : la température à l'extérieur **(°C)**

Tpi : température interne de la paroi

Pv : pression de la vapeur d'eau après chaque couche de paroi

Pv ext : la pression à l'extérieur **(Pa)**

P vint : la pression à l'intérieur **(Pa)**

e : l'épaisseur de chaque couche **(m)**

π: la perméabilité à la vapeur d'eau **(Kg / m.s)**

Φ **ext :** l'humidité relative à l'extérieur **(%)**

Φ int **:** l'humidité relative à l'intérieur **(%)**

Ps ext : pression de saturation à l'extérieur **(Pa)**

Ps int : pression de saturation à l'intérieur **(Pa)**

Dr : déperditions par transmission

Ds : déperditions surfaciques à travers les parties courantes des parois en contact avec l'extérieur.

Du : déperditions à travers les liaisons.

DSOL : déperditions à travers les parois en contact avec le sol.

DLNC : déperditions à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés

K : coefficient

A : la surface

ΔT : différence de température intérieure et extérieure

ti : température intérieure (**°C**)

te : température extérieure (**°C**)

ac : apports de chaleur des divers locaux chauffés vers le local non chauffé (**W.°C^{-1}**)

de : déperditions du local non chauffé vers l'extérieur. (**W.°C^{-1}**)

tn : température de l'espace non chauffé (**°C**)

dr : les déperditions par renouvellement d'air du local non chauffé

0,34 : chaleur volumique de l'air (**Wh/m^3.°C**)

Qv : débit spécifique de ventilation. (**m^3/h**)

Qs : débit supplémentaire par infiltrations dues au vent (**m^3/h**)

Drv : déperditions dues au fonctionnement des dispositifs de ventilation (**W**)

Drs : déperditions supplémentaires par infiltrations dues à l'effet du vent (**W**)

Vh : volume habitable (**m^3**)

QVréf : débit extrait de référence (**m^3/h**)

QVmax : débit extrait maximal de référence (**m^3/h**)

QVmin : débit extrait minimal de référence (**m^3/h**)

Ppi : perméabilité à l'air de la paroi (**m^3/h**)

ev : coefficient d'exposition au vent affecté à la paroi

Po : perméabilité surfacique à l'air de l'ouvrant (**m/h**)

Aj : surface de l'ouvrant (**m^2**)

Dréf : les déperditions de référence. (**W/°C**)

DT : les déperditions par transmission de l'immeuble. (**W/°C**)

APO (en W) : les apports par les parois opaques

AV (en W) : les apports à travers les parois vitrées

AIs (en W) : les parties sensibles des apports internes

AI1 (en W) : les parties latentes des apports internes

AINFs (en W) : les parties sensibles des apports dus aux infiltrations d'air (W)

AINFl (en W) : les parties latentes des apports dus aux infiltrations d'air (W)

As (en W) : les gains sensibles

Al (en W) : les gains latents

CΔas **:** coefficient majoration des gains sensibles

CΔal **:** coefficient majoration des gains latents

ARENs (en W) : les apports sensibles dus à la ventilation des locaux

ARENl (en W) : les apports latents dus à la ventilation des locaux

1,2 (sans dimension) : coefficient majoration tenant compte des apports latéraux linéiques (à travers les ponts thermiques),

Kété (en W/m^2.°C) : coefficient de transmission en partie courante de la paroi considérée pour l'été

Sint (en m^2) : surface intérieure totale de la paroi considérée ; pour les toitures en pente, on prendra la projection horizontale de la surface

Δte (t) (en °C) : différence équivalente de température à l'heure t.

AVT (t) (en W) : gains dus au gradient de température à travers les parois vitrées,

AVE (t) (en W) : gains dus au rayonnement solaire à travers les parois vitrées.

1,2 (sans dimension) : coefficient de majoration tenant compte des apports à travers les ponts thermiques

Kété (en W/m^2.°C) : coefficient de transmission en partie courante de la paroi considérée

Souv (en m^2) : surface de l'ouverture dans la paroi opaque,

TSe (t) (en °C) : température extérieure sèche à l'heure t.

TSbi (t) (en °C) : température intérieure de base.

SV (en m²) : surface totale vitrée,

SVens (en m²) : surface vitrée ensoleillée

SVomb (en m^2) : surface vitrée à l'ombre

It (en W/m²) : rayonnement total maximal réel **(W/m^2)**

Id (en W/m²) : rayonnement diffus maximal réel **(W/m^2)**

Npvi (t) : coefficient d'amortissement relatif aux apports par ensoleillement à travers les parois vitrées à l'heure t considérée

AI (t) : apports de chaleur internes à l'instant t (W)

AIs.j : partie sensible de l'apport interne (W)

AIl.j : partie latente de l'apport interne (W)

CSj : coefficient de simultanéité relatif à l'apport interne j

NAl.j : coefficient d'amortissement relatif à l'apport interne j

FS : facteur solaire du vitrage

0.32 (J /m^3.°C) : produit de la chaleur spécifique de l'air **(1004 J/ Kg.°C)** par la masse volumique de l'air **(1.15 Kg/m^3)**et par facteur de conversion **(1/3600)**
qvan : débit d'air neuf **(m^3/ h)**
qvinf : débit due aux infiltration **(m^3/ h)**

TSe (t) : température sèche de l'air extérieur à l'instant t **(°C)**

TSbi : température sèche de l'air intérieur **(°C)**

0.797 (J.kgair/gvap.m^3 air) : produit de la masse volumique moyenne de l'air **(1.15Kg/m^3)** par la chaleur de vaporisation de l'eau (**2498 J/g**) et par facteur de conversion **(1/3600)**

HSbe (gvap/kgas) : l'humidité spécifique de base de l'air extérieur

HSbi (gvap/kgas) : l'humidité spécifique de base de l'air intérieur

Vh : désigne le volume habitable **(m^3)**

TSe (t) : température sèche de l'air extérieur à l'heure t

TSbe : température sèche de base de l'air extérieur

Eb : l'écart diurne de base

CTS (t) : coefficient correcteur

APO (en **W**) : apports calorifiques à travers les parois opaques aériennes.

AV (en **W**) : apports calorifiques à travers les parois vitrées.

Aréf (en **W**) : apports calorifiques de référence.

Aréf, PH (en **W**) : apports calorifiques de référence à travers les parois opaques horizontales

Aréf, PV (en **W**) : apports calorifiques de référence à travers les parois opaques verticales.

Aréf, PVI (en **W**) : apports calorifiques de référence à travers les parois vitrées.

e' (en **W/m².°C**) : coefficient relatif à la nature des locaux ; la valeur de

e' (en **W/m².°C**) est prise égale à :

• **4,2** pour les locaux à usage d'habitation et d'hébergement

• **5,4** pour les locaux à usage de bureaux

Souv (en **m²**) : surface d'ouverture dans le mur

ΔTSréf, PVI (en **°C**) : différence de t de référence des parois vitrées

C : coefficient lié à la nature de la fonction de la zone climatique

Sint = surface de la paroi verticale comptée de l'intérieur

ΔTSréf, PV: la différence de température de référence pour la paroi opaque verticale.

AVEréf (en **W**) : apports de référence dus à l'ensoleillement,

AVTréf (en **W**) : apports de référence dus au gradient de température.

SV (en **m²**) : surface totale vitrée

SVens (en **m²**) : surface vitrée ensoleillée à 15 h TSV

It (en **W/m²**) : rayonnement total maximal réel pour l'orientation et la latitude considérées.

Id (en **W/m²**) : rayonnement diffus maximal réel.

FS réf : facteur solaire de référence ; FS réf est égal à :

• **0,15** pour les locaux à usage d'habitation et d'hébergement,

• **0,38** pour les locaux à usage de bureaux.

NPVI, réf : coefficient d'amortissement relatif aux gains de référence des parois vitrées pour l'orientation considérée.

M.S.C : mur à simple cloison

M.D.C : mur à double cloison

B.O : bois opaque

B.A : béton armé

N : nord

E : est

O : ouest

S : sud

H : paroi horizontale

K : taux de renouvellement (h^{-1})

qvar: débit d'air recyclé (m^3 /h)

qvan: débit d'air neuf (m^3 /h)

qvsf: débit d'air soufflé (m^3 /h)

Q: puissance frigorifique (W)

P: puissance calorifique (W)

Hsi,: humidité spécifique du local conditionné (gvap / kgas)

Hssf: humidité spécifique de l'air soufflé (gvap / kgas)

Tssf: température sèche de l'air soufflé (°C)

Tsi,: température sèche de l'air du local conditionné (°C)

ATl: apports calorifiques totaux latents (W)

ATs: apports calorifiques totaux sensibles (W)

AEl: apports calorifiques effectifs latents (W)

AEs: apports calorifiques effectifs sensibles (W)

C∆al: coefficient majorateur des gains latents

C∆as: coefficient majorateur des gains sensibles

Bf: facteur de by-pass qui exprime la partie de l'air extérieur (neuf) non traité par l'installation de climatisation

As: apports de chaleur sensibles (W)

Al: apports de chaleur latents (W)

Tbi: température intérieure de base (°C)

Tbe: température extérieure de base (°C)

cr : ratio estimé des pertes calorifiques dues au réseau de tuyauteries éventuel

cin: coefficient de surpuissance

DT : déperditions par transmission

DR : déperditions par renouvellement d'air

INTRODUCTION GENERALE

La climatisation est un procédé qui traite l'air pour améliorer la qualité des ambiances et des conditions de travail toute l'année.

Ces dernières années, la consommation de l'énergie pour le chauffage et la climatisation des bâtiments ne cesse pas à augmenter. Cette évolution a un impact négatif sur le cout énergétique vu l'instabilité des prix du pétrole et du gaz qui ne cesse pas d'accroitre. C'est pourquoi il est préconisé de consommé l'énergie d'une manière rationnele en matière de traitement de l'air que ce soit pour le chauffage ou pour la climatisation ainsi pour le bien-être de l'homme.

Le traitement de l'air est la technique qui consiste à modifier, contrôler et réguler les conditions climatiques d'un local pour des raisons techniques (laboratoires médicaux, locaux de fabrication des composants électriques, blocopération .etc.) Ou pour des raisons de confort (bureau, maison individuelles, banque. etc.) et qui ne se limitepas seulement au maintiend'une température ambiante,

Beaucoup d'autre facteurs peuvent être pris en considération tels que l'hygrométrie, la qualité de l'air, le niveau sonore, l'esthétique, la diffusion d'air... Pour pouvoir arriver à la solution la plus adéquate en matière de construction des bâtiments à basse consommation énergétique, tout en gardant le confort, nécessite une étude approfondie sur les phénomènes thermiques en matière d'apport et de déperditions de chaleur.

I : Historique de la climatisation :

Les premières installations de conditionnement d'air apparaissent au début du 21eme siècle aux États-Unis sous l'impulsion de Willis Havilland carrier (1876-1950) qui est universellement considéré comme le véritable père du conditionnement d'air d'abord puis la climatisation ensuite .L'essor industriel nécessitait déjà dans de nombreuses branches (telles que l'industrie du tabac, celle du textile...Etc.). Des conditions de température et d'humidité aussi stables que possible.

Les installations de climatisation, quant à elles, commencent à apparaître, toujours aux États-Unis, à partir de 1920 mais c'est seulement une dizaine d'années plus tard grâce à l'apparition des fluides frigorigènes de la catégorie des chlorofluorocarbure , de compresseurs de type centrifuge, la climatisation commence à être souhaitée dans de nombreuses constructions publiques.

Notons que c'est dès 1911 que W.H. Carrier mettait au point le diagramme de l'air humide encore actuellement dénommé diagramme de Carrier.

En Europe, la même évolution est lieu avec une dizaine d'années de décalage

Diverses inventions dans le domaine de la production du froid ont également permis une installation de climatisation et de conditionnement d'air d'acquérir leurs lettres de noblesse, la possibilité de refroidir l'air ambiant particulièrement en période estivale ayant été considéré comme le nec plusultra.

À partir de 1987, date de la première crise de l'énergie, et pour faire face au renchérissement du coût de l'énergie, de nouveaux produits sont apparus sur le marché parmi lesquels on peut citer :

* Les récupérateurs de chaleur qu'ils soient du type à récupération ou àrégénération
* Les matériels de régulation électronique du type DDC (systèmes de régulation numérique)
* Les bouches de soufflage permettant d'obtenir un indice d'efficacité de la ventilation élevé
* * Les plafonds rafraîchissants associés à des systèmes de ventilation du type source, les hottes de sécurité en poste de travail confirmé ponctuel permettant d'éviter la ventilation ou le conditionnement d'air de tout un local
* Les hydro chlorofluorocarbures (HCFC) puis les hydrofluorocarbures (HFC) à faible coefficient de potentiel de réchauffement global de l'atmosphère (Global Warming Potentiel ou (GWP) et faible coefficient de potentiel d'appauvrissement en ozone (Ozone Déplétion Potentiel ou ODP) en remplacement des fluides frigorigènes à action négative sur l'environnement qu'étaient les chlorofluorocarbures (CFC).

II : Définition de la climatisation :

La climatisation ou le conditionnement de l'air est la technique qui consiste à modifier, contrôler et réguler les conditions climatiques (température, humidité, niveau de poussières, etc.) d'un local pour des raisons de confort (bureaux, maisons individuelles) ou pour des raisons techniques (laboratoires médicaux, locaux de fabrication de composants électroniques, blocs opératoires, salles informatiques).

Les principales caractéristiques modifiées, contrôlées ou régulées sont :

Le degré de pollution de l'air ambiant (local à traiter) : renouvellement, soit par extraction forcée de l'air hors du local, soit par introduction forcée d'air neuf (air extérieur) dans le local, soit par renouvellement partiel de l'air ambiant pollué (adjonction d'un caisson de mélange).

La température de l'air : modification en fonction des saisons (chauffer ou refroidir),

Le degré d'hygrométrie de l'air traité : humidification ou déshumidification (lié à la température,

puisque l'air peut être d'autant plus humide, et donne la sensation d'être d'autant plus sec, qu'il est plus chaud).

La teneur en poussières de l'air : traitement par filtration de l'air soufflé ou repris,

Le maintien permanent de conditions intérieures (la régulation).

-Les appareillages :

La figure ci-dessous représente les appareils et les éléments utilisés dans une installation de climatisation.

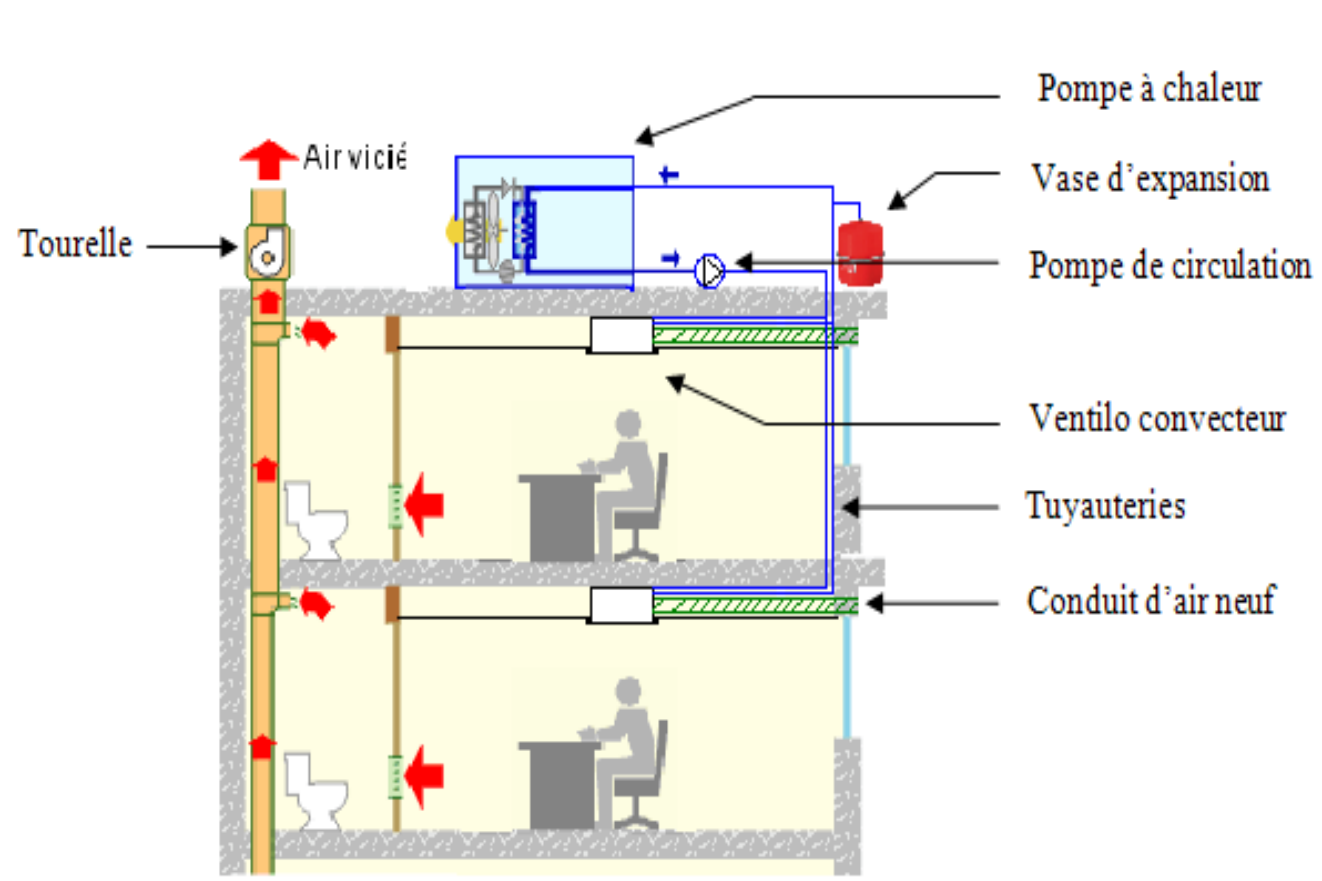


Figure I-1 : les appareils utilisés dans une installation

A-pompe à chaleur :



Figure I-2 : pompe à chaleur type HYDROCIAT [11]

Les avantages de ce type :

- Efficacité énergétique excellente grâce au fluide à haut rendement, aux échangeurs optimisés à volume de fluide réduit, aux compresseurs performants, à la régulation de puissance en continue et au séparateur d'huile à 3étages.
- Augmentation conséquente de la puissance frigorifique et calorifique, grâce au système HPS (High Power System), proposé sur toute la gamme,
- Large plage de fonctionnement de -8°C à 50 ou 60°C suivant le fluide.

Respect de l'environnement par l'utilisation de fluide frigorigène à effet nul sur la couche d'ozone

- Dimensions restreintes facilitant la miseen place
- Alimentation électrique sans neutre car le transformateur est prévu dans l'armoire
- Entretien à portée de main grâce à un affichage clair des informations et une bonne accessibilité à tous les organes

B- la pompe de circulation :

Les pompes sont des appareils assurant la circulation nécessaire, et par conséquent vaincre toutes les pertes de charges du circuit le plus défavorisé.

En général, On choisit la pompe du type MONOBLOC HORIZONTALES modèle 100-160-4-4/19.



Figure- I-3 : pompes monobloc horizontales

Les applications de cette pompe sont les suivants :

- Circulation, alimentation eau chaude ou froide.
- Circulation d'eau glacée pour laclimatisation.
- Vidange et remplissage de piscines.
- Circulation d'eau pour cabines de peinture à rideaud'eau.

C-vase d’expansion :

Le vase d'expansion sert dans un premier temps à compenser les variations de volume que subit la masse d'eau de l'installation suite aux fluctuations de température.



Le vase d’expansion le plus utilise est de : type SALMSON.

D- la tourelle :

Le choix sera fait à partir du débit d’air d’évacuation de sanitaires.

.



Figure- I-5 : tourelles type simoun modèle f400-120.

III- Définition d'une banque :

Une banque est une entreprise qui a une activité financière. Elle constitue, juridiquement, une institution financière régie par le code monétaire et financier.

Sa fonction principale consiste à proposer des services financiers tels que collecter l'épargne, recevoir des dépôts d'argent, accorder des prêts, gérer les moyens de paiement.

Pourquoi climatiser :

Au cours des années l'homme a constamment cherché à améliorer le niveau de confort de son habitat

Nous avons essayé de chauffer nos maisons pendant les périodes froides et de les rafraîchir durant les périodes chaudes.

La climatisation a vu le jour dans les années 1930 et était réservée à des constructions importantes. Elle est aujourd'hui un élément de confort commun pour toutes sortes de locaux, les lieux de commerces, notre voiture, et naturellement notre lieu de vie qu'est notre habitat.

La densité d'urbanisation dans les villes et les formes d'architecture modernes ne permettent pas toujours d'obtenir un confort d'été par simple ouverture des fenêtres. D'autre part, l'industrialisation des climatiseurs permet désormais à tout un chacun de s'équiper d'un appareil capable de rafraîchir, de chauffer (clim réversible), voire de purifier et de filtrerl'air.

Conditions du confort thermique :

Bien que l'homme puisse s'adapter à toutes sortes d'ambiances changeantes (acclimatation), il existe des conditions particulières pour lesquelles il éprouve une sensation de bien-être :c'est la zone de confort dans laquelle le corps se trouve en équilibre thermique et ce quelles que soient les conditions atmosphériques. On ne peut donner de limites bien précises à cette zone, car de nombreux facteurs, autres que l'air, influencent les sensations : vêtements, sexe, constitution, santé, nourriture, âge, saison, type de travail, éclairage, bruit, odeurs, contact avec l'environnement…etc.

Des paramètres psychologiques entrent également en jeu. Mais malgré ces éléments perturbateurs divers, il est possible de donner sous certaines conditions des valeurs moyennes caractérisant la zone de confort. En faisant abstraction de l'activité et sans considérer l'habillement, les paramètres les plus déterminants d'une ambiance sont au nombre de quatre :

- ✓ La température de l'air ainsi que son uniformité.
- ✓ La température moyenne des parois, (y compris surfaces vitrées et corps de chauffe).
- ✓ L'humidité et les mouvements de l'air ambiant.

Il existe bien d'autres facteurs caractérisant uneambiance donnée comme la pureté de l'air.

Chapitre I
Présentation du projet

I.1. But de projet :

Ces travaux nous permettront de choisir un système de climatisation adapté après calcul des dimensions et mise en place des locaux, en s'appuyant sur celui du système de calcul DTR pour connaître la puissance calorifique et la capacité thermique nécessaire pour adapter les locaux concernés en hiver et en été. Le choix du système de climatisation est lié à la réalisation d'un confort thermique complet pour les personnes, les machines, de sorte qu'il est très efficace et économique.

I.2. Situation géographique du projet :

La banque est située dans la wilaya d'Alger et plus précisément dans la ville de Bâb Ezzouar à 36° 43′ 00″ nord, 3° 11′ 00″ est qui culmine à 19 m au-dessus de niveau de la mer, le site est classifié dans la zone <<A>>.

I.3. Définition du lieu à climatiser :

Le local à climatiser est une banque située à la ville de Bâb Zouar wilaya d'Alger

La banque est composée de 12 étages.

-Dans notre étude on s'intéresse seulement au RDC et 1 ère étage (lieu d'activité : centrale de la banque).

- Notre RDC est une grande surface d'accueil composé d'un grand Hall public qui est entouré par des locaux (des sall**es** d'attentes, chargeclientèle…).

I.4. Conditions climatiques de base :

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

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

I.4.1. Les conditions extérieures de base :

				Période hivernal		Période estivale	
Zone	**Altitude (m)**	**latitude**	**Longitude**	**T° de base (°C)**	**L'humidité relative φ (%)**	**T° de base (°C)**	**L'humidité relative φ (%)**
A	19	36.71	3.18	2	72	35	18

Tableau I.1 : Les conditions climatiques extérieures

I.4.2.Les conditions intérieures de base :

DESIGNATION	**PERIODE HIVERNALE**		**PERIODE ESTIVALE**	
	Ti (°C)	**Φ (%)**	**Ti (°C)**	**Φ (%)**
Les bureaux	21	50	24	45
Cafeteria	21	50	24	45
Agence bancaire	21	50	24	45
Salle de conférences	21	50	24	45
Les locaux informatiques	21	50	24	45
Salle à manger	21	50	24	45
Salon vip	21	50	24	45

Tableau I.2 : Conditions intérieures de base

I.5. Cahiers de charges de l'immeuble :

D'après les plans architecturaux le cahier de charges du rez-de-chaussée de la banque est récapitulé dans le tableau suivant :

Désignation du local	Nbr d'occupants	Surface (m^2)	ϕ (%)		T (°C)		Volume (m^3)
			Hiv	Est	Hiv	Est	
Salle premier soin	03	32	50	45	21	24	115.2
Vidéo surveillance	05	39	50	45	21	24	140.4
Bureau médecine	02	25	50	45	21	24	90
Espace attente médecine	02	31	50	45	21	24	111.6
Bureau dentiste	02	24	50	45	21	24	86.4
Sas escalier	01	5.40	50	45	21	24	19.44
Cafeteria	33	101	50	45	21	24	363.6
Hall A	01	17.45	50	45	21	24	62.82
Hall cafeteria	01	17	50	45	21	24	61.2
Hall entrée vip	01	46.50	50	45	21	24	167.4
Bureau télé compensation	02	8.95	50	45	21	24	32.22
Local informatique	02	4.35	50	45	21	24	15.66
Bureau chef service Agence bancaire	01	13.20	50	45	21	24	47.52
Salle préparation légume	06	24.96	50	45	21	24	89.85
Sas escalier	00	6	50	45	21	24	21.6
Salle de conférence (H =7.2)	216	236.17	50	45	21	24	1700.42

Tableau I.3: cahier de charge RDC (H = 3. 6 mètre)

Désignation du local	Nbre d'occupants	Surface (m^2)	Φ (%)		T (°C)		Volume (m^3)
			Hiv	Est	Hiv	Est	
Salle à manger 01	120	194.85	50	45	21	24	701.46
Salle à manger 02	138	189.5	50	45	21	24	682.2
Salle à manger 03	88	120.19	50	45	21	24	432.68
Salle à manger VIP	68	152.3	50	45	21	24	584.28
Salon VIP	22	152.30	50	45	21	24	548.28
SELF SERVICE	10	83.42	50	45	21	24	71.82
CUISSINE	10	57.77	50	45	21	24	207.97
Balcon salle de conférence	68	66.63	50	45	21	24	239.87
Salle contrôle	06	20	50	45	21	24	72
Agence bancaire	08	186.12	50	45	21	24	670.03

Tableau I.4 : cahier de charge 1er étage

CHAPITRE II
Calcul thermique et étude de la condensation

Chapitre 02 : Calcul thermique et étude de la condensation

II.1. Introduction

Le calcul des déperditions thermiques dans les bâtiments nécessite la détermination au préalable des résistances thermiques des différents éléments constituant le bloc en question.

C'est pourquoi dans ce chapitre le calcul des résistances thermiques des différentes parois est présenté et ce sur la base des données existantes dans le cahier des charges.

Dans la dernière partie une étude concernant le phénomène de condensation superficielle et dans la masse est présentée.

II.2 . Transfert thermique :

La thermodynamique nous apprend que l'énergie peut être transférée à partir d'interactions entre le système et son environnement, sous forme de chaleur et de travail. Cependant, la thermodynamique ne se préoccupe que de l'état initial et de l'état final du système à l'équilibre, et ne fournit aucune information sur la nature des interactions mises en jeu et sur l'évolution temporelle du système entre les deux états d'équilibre.

Un transfert de chaleur au sein d'un système ne se produit que s'il existe des gradients de température entre les différentes parties du système, ce qui implique que celui-ci n'est alors pas à l'équilibre thermodynamique (la température n'est pas uniforme dans tout le système). Au cours de la transformation du système vers un état d'équilibre final, la température va évoluer à la fois en temps et en espace.

Le but de l'analyse des transferts de chaleur est d'identifier quels sont les modes de transfert mis en jeu au cours de la transformation et de déterminer quantitativement comment varie la température en chaque point du système au cours du temps.

II.2.1 : Transfert par conduction :

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque sans déplacement de matière sous l'influence d'un gradient de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps est transmise par vibrations des atomes ou molécules et elle est régie par la loi de Fourrier:

$\Phi = dq/dt = -k.s.\ DT/dx$ **loi de Fourier**

k:est la conductivité thermique du milieu et se mesure en **W/m.K** elle est également notée lambda.

Φ: est donc le flux thermique et se mesure en **Watts (W).**

C'est une équation différentielle simple qu'il nous faudra intégrer dans des cas spécifiques.

II.2.2 : Transfert par convection

C'est le transfert de chaleur entre une paroi d'un solide est un fluide. Dans ce mode, l'énergie thermique est transmise par déplacement du fluide du point chaud vers le point froid. On peut exprimer la quantité de chaleur transmise par convection entre une paroi solide et un fluide au moyen de l'équation :

$$\boldsymbol{q} = \boldsymbol{h}.(\boldsymbol{Tp} - \boldsymbol{T}\infty)$$

q: flux de chaleur transmis par convection (W)

h: coefficient de transfert de chaleur par convection (W/m^2 °C)

Tp: température de surface du solide (°C)

$T\infty$: Température de fluide loin de la surface du solide (°C)

S:aire de la surface de contact solide /fluide (m^2)

II.2.3 : Transfert par rayonnement

Tout corps matériel émet et absorbe de l'énergie sous forme de rayonnement électromagnétique. Le transfert de chaleur par rayonnement entre deux corps séparés par du vide ou un milieu semi-transparent se produit par l'intermédiaire d'ondes électromagnétiques, donc sans support matériel.

Le phénomène d'émission d'un corps correspond à la conversion d'énergie matérielle (agitation des électrons constituant la matière dont l'intensité dépend de la température) en énergie radiative.

Le phénomène d'absorption est la conversion inverse.

$$\boldsymbol{qr} = \boldsymbol{\sigma}.\ \boldsymbol{\varepsilon p}.\ \boldsymbol{S}.\ (\boldsymbol{Tp4} - \boldsymbol{T}\infty\boldsymbol{4})$$ **, loi de Stephan Boltzmann**

qr: flux de chaleur transmis par rayonnement(W)

o: Constante de Stephan Boltzmann $5.67.10^{-8}\ W\ m^{-2}K^{-4}$

εp: Facteur d'émission de la surface

$T\infty$: Température du milieu environ de la surface (°C)

Tp: Température de la surface (°C)

S: aire de la surface (m^2)

II.3 : Calcul des coefficients de transmission thermique surfacique(k) pour les différentes parois :

On va déterminer en premier lieu les différents coefficients de transmission thermique surfacique k pour chaque type de construction que ça soit murs à simple cloison ou à double cloison, plancher entre deux étages ,portes et fenêtres .Le coefficient k est donné par la formule suivante:

$$K = 1/Rtot = 1/(1/hi + \Sigma ei/\lambda i + 1/he)$$

K:coefficient de transmission thermique surfacique ($W/m^2 \cdot °C$)

Rtot:résistance thermique totale de la paroi ($m^2.°C/W$)

hi, he : coefficient de transmission thermique superficielle intérieure et extérieure ($W/m^2.°C$)

ei: épaisseur de la couche du matériau (m)

λi: conductivité thermique du matériau ($W.m^{-1}.°C^{-1}$)

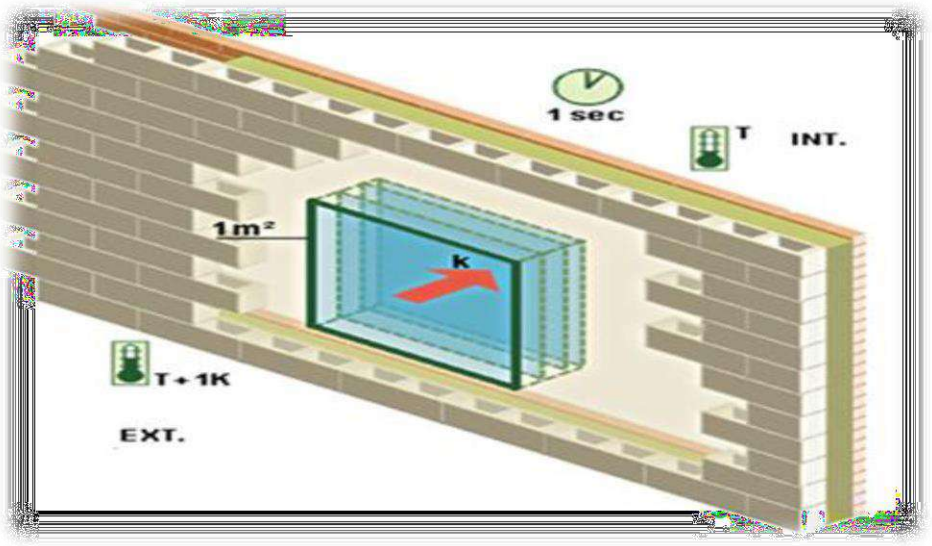


Figure II.1 : Schéma explicatif du coefficient d'échange global K

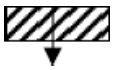
1/he (m². °C/W)	Parois en contact avec : - l'extérieur - un passage ouvert			Parois en contact avec : - un autre local, conditionné ou non conditionné		
	1/hi	1/he	1/he + 1/hi	1/hi	1/he	1/he + 1/hi
Mur latéral  Flux horizontal	0,10	0,04	0,14	0,10	0.11	0,21
Toiture  Flux descandant	0,16	0,04	0,20	0,16	0.17	0,33
Plancher 	0,08	0,04	0,12	0,08	0.9	0,17

Tableau II.1: Valeurs et somme des résistances d'échange superficiel des différentes parois

II.3.1. Application au projet :

a) - Mur extérieur : (mur double cloison) :

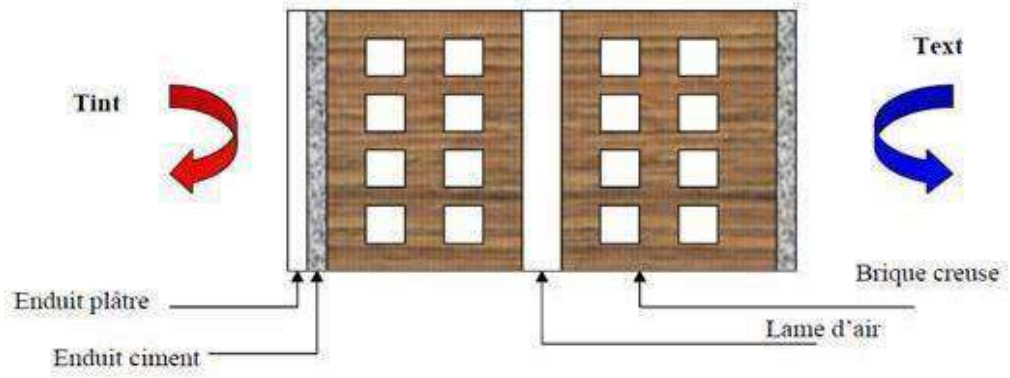


Figure II.2 : vue en coupe d'un mur extérieur double cloison

Calcul thermique et étude de la condensation:

Référence	Mur double cloison	e_i (m)	λ_i (w.m^{-1}.°C^{-1})	R (m².°C/W)
1	Enduit plâtre	0.015	0.35	0.04
2	Enduit ciment	0.015	1.4	0.01
3	Brique creuse	0.1	0.5	0.2
4	Lame d'air	0.2	0.31	0.64
5	Brique creuse	0.1	0,5	0.2
6	Enduit ciment	0.015	1.4	0.01
				0.72

Tableau II.2: Résistance des différentes couches de la paroi (MDC)

1/hi = 0.10 m^2. °C/W

1/he = 0.04 m^2.°C/W

K = 1/ (0.10+0.72+0.04) = 1.34 w /m^2°C

K = 1.34 w /m^2 °C

b) Mur extérieur (mur béton) :

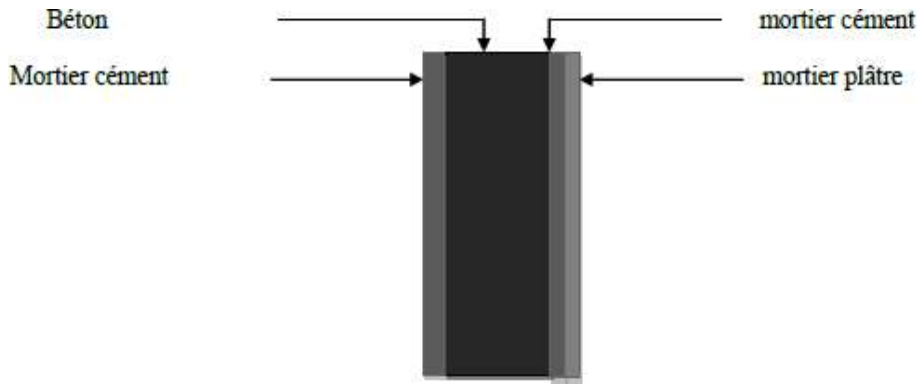


Figure II.3: vue en coupe de mur en béton

Référence	Mur béton	ei (m)	λi (w.m^{-1}. °C^{-1})	R (m².°C/W)
1	Enduit plâtre	0.015	0.35	0.04
2	Enduit ciment	0.015	1.4	0.01
3	Béton	0.2	1.75	0.11
4	Enduit ciment	0.015	1.4	0.01
				0.17

Tableau II-3 : résistance des différentes couches de la paroi (mur béton)

1/hi = 0.10 m^2. °C/W

1/he = 0.04 m^2. °C/W

K=1/ (0.10+0.17+0.04) = 3.2 w /m^2 °C

K = 3.2 w /m^2 °C

c) Mur intérieur (entre locaux) :

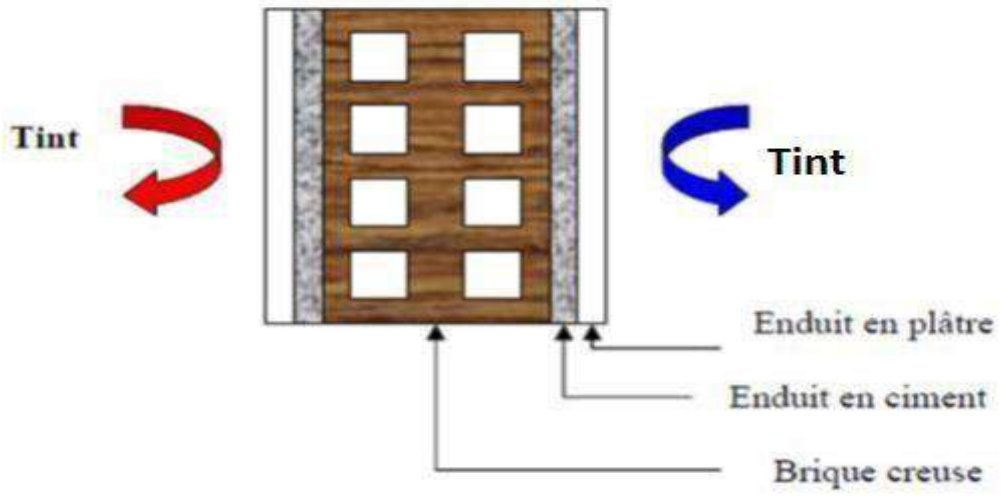


Figure II.4 : vue en coupe d'un mur intérieur entre locaux

Référence	Mur interne	ei (m)	λi (w.m^{-1}. °C^{-1})	R (m².°C/W)
1	Enduit plâtre	0.015	0.35	0.04
2	Enduit ciment	0.015	1.4	0.01
3	Brique creuse	0.10	0.5	0.2
4	Enduit ciment	0.015	1.4	0.01
5	Enduit plâtre	0.015	0.35	0.04
				0.3

Tableau II-4 : résistance des différentes couches de la paroi (mur simple cloison)

1/hi = 0.10 m2.°C/W

1/he = 0.11 m2.°C/W

K= 1/ (0.10+0.3+0.11) = 1.96 w /m^2 °C

d) Double vitrage :

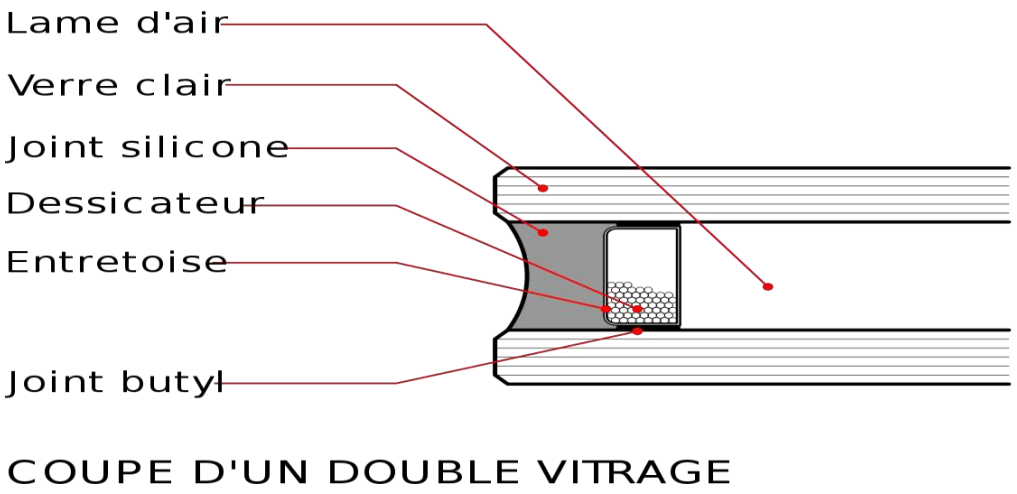


Figure II.5 : vue en coupe d'un double vitrage

Le coefficient (k) des parois vitres est donnes par la formule suivant :

$$\mathbf{1/k=1/Kvn+}rv\mathbf{+}\ rrid\mathbf{+}ro\ \mathbf{[m^2.\ °C/w]}$$

- **Kvn :** en (w/m^2. °C) représente le coefficient k du vitrage nu
- **rv :** en **(**m^2. °C/w) représenté la résistance supplémentaire des voilages éventuels. On adopte:

Rv = 0.025**m^2. °C/w**

- **r**rid : en **(**m^2. °C/w) représente la résistance supplémentaire des rideaux éventuel.
- On adopte :

rrid= 0.03 **(**m^2. °C/w)

- **rocc :** en **(**m^2. °C/w) représente la résistance supplémentaire des occultations.
- (rv = 0.025)
- (rrid = 0.03)
- **(rocc = 0.16 +** (**eocc**/**λocc**)**)**
- (kvn = 0.4)

Après calcul on trouve :

K = 2.15 w /m^2 °C

e) Plancher entre étages :

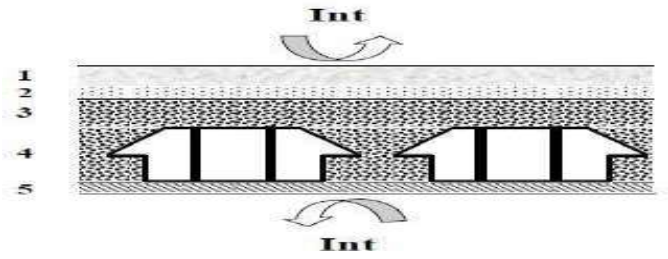


Figure II.6 : Vue en coupe plancher entre étage

Référence	Plancher sol	ei (m)	λi (w.m^{-1}. °C^{-1})	R (m².°C/W)
1	Carrelage	0,025	0,55	0.045
2	Ciment	0,025	1,4	0.017
3	Béton armé	0,1	1,75	0.057
4	Hourdis	0,1	0,98	0.102
5	Enduit plâtre	0,005	0,35	0.014
				0.235

Tableau II.5: résistance des différentes couches de la paroi (plancher)

$\frac{1}{hi}$ = 0.08 m^2. °C/W $\frac{1}{he}$ = 0.09 m^2. °C/W

$$k = \frac{1}{0.08+0.235+0.09} = 2.46 \text{ w } /m^2°C$$

f) Porte opaque en bois :



Figure II.7: porte opaque en bois

D'après le DTR on a la valeur de k donnée et qui est de :

K = 2.4 w /m^2 °C

II.4. Vérification de la résistance thermique :

La résistance thermique minimale est un facteur très important et qu'on doit prendre en considération pour les calculs thermiques concernent la protection du bâtiment considéré et ce pour éviter certains problèmes comme : la condensation des vapeurs d'eau sur la surface interne des parois, la condensation des vapeurs d'eau à l'intérieur des parois. La résistance thermique doit vérifier la condition suivante (ref) :

$$\mathbf{Rmin = [(Tai - Tae) / (Tai - Tri)]. (1/hi)}$$

À partir du diagramme psychrométrique on déterminera la température de rosée à l'intérieur de l'immeuble :

Type du local	**Température (° C)**	**L'humidité relative (%)**	**Température de rosé (°C)**
Tous les locaux	21°C	50%	10°C

Ti = 21°C, Rmin = [(Tai –Tae) / (Tai – Tri)]. (1/hi) = 0.29 m^2. °C/W

La résistance thermique minimale pour la température interne 21°C est : **0.29 m^2. °C/W**
Par conséquent le critère de la résistance thermique est vérifié pour tous les éléments du bâtiment.

II.5. Phénomènes de condensation :

II.5.1. La condensation superficielle :

Ce type de condensation se produit sur les faces internes des parois lorsque la température de celles-ci est inférieure à celle de rosée de l'air intérieur. Pour éviter ce phénomène il faut que : Tpi > Tri

Tpi : température interne de la paroi
Tri : température de rosée intérieure de la paroi
Le flux de chaleur traversant deux milieux différents est donné par l'équation suivante :
Q = hi. (Ti − TPi) = k. (Ti− Te)

D'où :

$TPi = Ti - (Ti - Te).\left(\frac{k}{hi}\right)$

a) Comparaison entre Tpi et Tri :

* **Ti = 21°C, Te =2°C**

-**Mur à double cloison (figure II.2),** hi = 9.09 $W.m^{-2}K^{-1}$

Tpi = Ti – [(Ti - Te) (k/*hi*)], Tpi = 21 – [(21 - 2) (1.34 / 9.09)] = 18.19 °C

-**Poteau 0.40m (figure II.3),** hi = 9.09 $W.m^{-2}K^{-1}$

Tpi = 21 – [(21 - 2) (3.2/9.09)] = 14.31 °C

-**Vitrage double (figure II.5),** hi = 9.09 $W.m^{-2}K^{-1}$

Tpi = 21 – [(21 -2) (2.15 /9.09)] = 16.50 °C

Le tableau ci-dessous représente la comparaison entre les températures des parois intérieures et la température de rosée :

Type de paroi	**Coefficient surfacique ($W/m^2.°C$)**	**La température de la paroi intérieure (°C)**	**Température de rosée de la paroi intérieure Tri (°C)**
Mur à double cloison	1.34	18.19	10
Poteau 0.40	3.2	14.31	
Vitrage double	2.15	16.50	

Tableau II.6: comparaison de Tpi et Tri (Ti =21°C)

Le résultat enregistré dans le tableau ci-dessus montre très bien que le phénomène de condensation superficielle n'est pas observé (Tpi > Tri)

II.5.2. La condensation dans la masse :

Comme son nom l'indique, la condensation dans la masse, qui veut dire la condensation de la vapeur d'eau à l'intérieur des parois (murs, dalles). Ce phénomène ce produit lorsque la pression de saturation est atteinte à l'intérieur d'une paroi.

Afin de prévoir et d'éviter ce phénomène il faut tout d'abord calculer la température des différentes couches qui composent chaque type de parois, pour en déterminer en suite les différentes pressions partielles de vapeur pour chaque couche et les comparer en suite avec les différentes pressions de saturation sur un diagramme appeler diagramme de GLAZER.

a) Calcul de température de chaque couche dont les parois sont en contact avec l'extérieur :

-Mur à double cloison (figure II.2) :

Ti = 21ºC

T1 = Tpi = 18.19 ºC

T2 = 21- 1.34×19 (0.10 + 0.04) = Ti – [K × (Ti – Te). (ΣR)] = 17.44 ºC

T3 = 21 – 1.34×19 (0.10 + 0.04 + 0.01) = 17.18 ºC

T4 = 21- 1.34×19 (0.10 + 0.04 + 0.01 + 0.2) = 12.09 ºC

T5 = 21 – 1.34×19 (0.10 + 0.04 + 0.01 + 0.2 + 0.06) = 10.57 ºC

T6= 21-1.34×19 (0.10 + 0.04 + 0.01 + 0.2 + 0.06 + 0.2) = 5.47 ºC

T7= 21-1.34×19 (0.10 + 0.04 + 0.01 + 0.2 + 0.06+ 0.2 + 0.10) = 2.93 °C

Te = 2 ºC

-Poteau 0.40m (figure II.3) :

Ti = 21 ºC

T1 = Tpi = 14.31 ºC

T2 = 21 – 3.2×19 (0.11 + 0.04) = 11.88 ºC

T3 = 21 – 3.2×19 (0.11 + 0.04 + 0.01) = 11.78 ºC

T4 = 21 – 3.2×19 (0.11 + 0.04 + 0.01 + 0.11) = 4.59 ºC

T5 = 21 – 3.2×19 (0.11 + 0.04 + 0.01 + 0.11 + 0.01) = 3.98 ºC , Te = 2 ºC

b) Calcul de pressions de saturation de chaque couche dont les parois sont en contact avec l'extérieur :

En utilisant la méthode d'interpolation pour définir les pressions de saturation qui correspondent à chaque température :

-Mur à double cloison (figure II.2) :

T (°C)	21	18.19	17.20	17.08	11.94	11.11	6.28	2
Pression sat (Pa)	2489.5	2156.38	2039.02	2024.79	1415.46	1431.96	1091.21	705.5

Tableau II.7 : pressions de saturation de chaque couche dans un mur à double cloison

-Poteau 0.40 m (figure II.3) :

T (°C)	21	14.66	11.88	11.78	4.59	3.98	2
Pression sat (Pa)	2489.5	1836.77	1632.14	1580.54	1016.48	965.77	705.5

TableauII.8 : **pressions de saturation de chaque couche dans un poteau 0.40m**

c) Calcul de pression partielle pour chaque couche dont les parois sont en contact avec l'extérieur :

La pression partielle s'exprime par la relation suivante :

$$pv = PVext + \left[\frac{\frac{e}{\pi}(PVint - PVext)}{\sum\left(\frac{e}{\pi}\right)}\right]$$

Pv : pression de la vapeur d'eau après chaque couche de paroi

Pvext : la pression à l'extérieur (Pa)

Pvint : la pression à l'intérieur (Pa)

e : l'épaisseur de chaque couche (m)

π : la perméabilité à la vapeur d'eau

PVext = Φext x Psext

PVint = Φint x Psext

Φext : l'humidité relative à l'extérieur (%)

Φ int : l'humidité relative à l'intérieur (%)

Ps ext : pression de saturation à l'extérieur (Pa)

Ps int : pression de saturation à l'intérieur (Pa)

Pv ext = 0.72 x 705.5 = 507.96 Pa

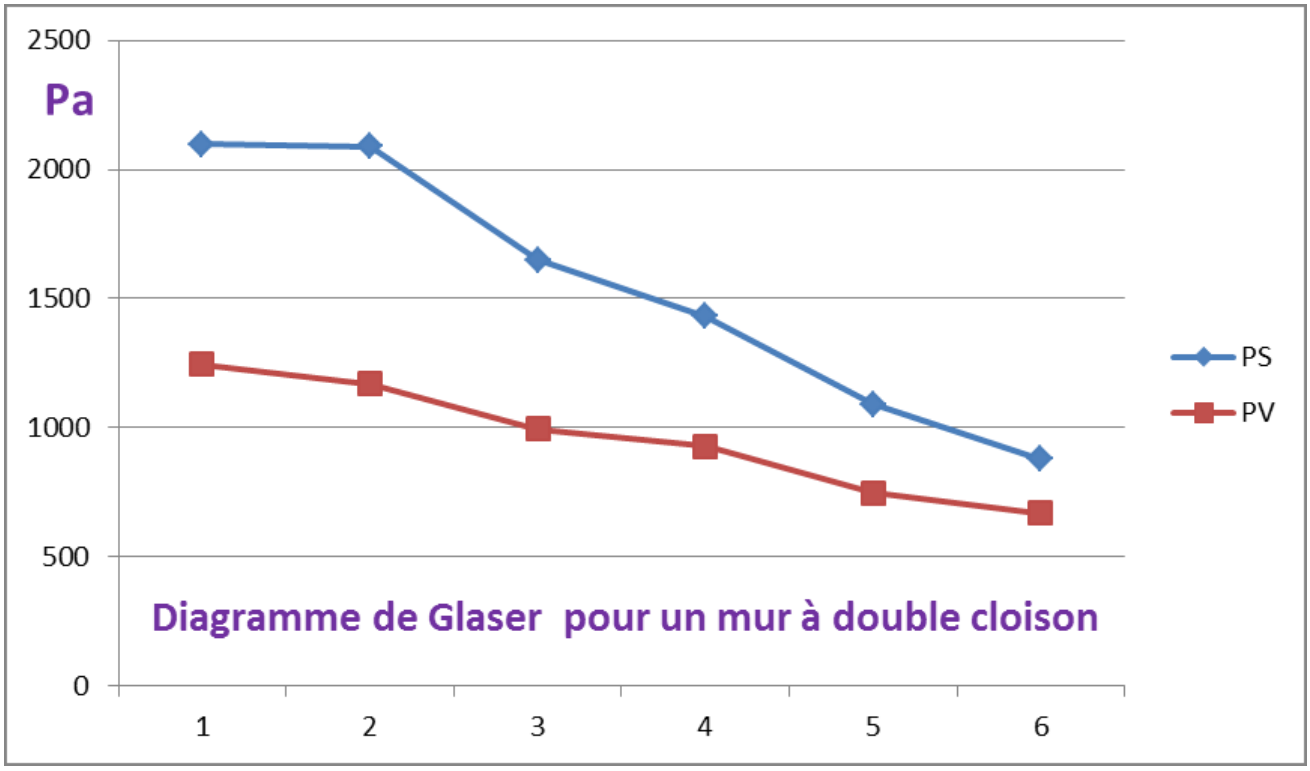
Pv int = 0.50 x 2489.5 = 1244.75 Pa

Pour un mur à double cloison (figure II.2)

Le tableau ci-dessous représente la pression partielle pour chaque couche pour le cas d'un mur à double cloison :

Couche	Composants du mur	e (m)	π (Kg/m.s)	*e/л*	Pv (Pa)
1	**Enduit intérieur en plâtre**	0.015	0.013	1.15	1244.57
2	**Enduit intérieur en ciment**	0.015	0.005	3	1167.83
3	**Brique creuse**	0.1	0.014	7.14	995.18
4	**Lame d'air**	0.2	0.09	2.22	928.40
5	**Brique creuse**	0.1	0.014	7.14	745.76
6	**Enduit extérieur en ciment**	0.015	0.005	3	669.02

Tableau II.09: la pression partielle pour chaque couche, cas d'un mur à double cloison



Pour les autres types de murs les diagrammes de GLASER sont présentés dans l'annexe.

L'analyse des résultats obtenus qui sont représentés sur les tableaux et les figures montrent l'absence de la condensation dans la masse.

CHAPITRE III : Calcul du bilan thermique

CHAPITRE III : calcul de bilan thermique

III.1. Introduction :

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

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

Facteur géométrique : tels que les dimensions du local (superficie, volume).

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

Facteur thermique :

- Dû aux occupants : leur nombre, leur activité et durée de l'occupation.
- Éclairage : puissance et type d'éclairage
- Machine : moteur, ménagères,
- Matériaux de construction.

III.2. Calcul des déperditions thermiques pour différentes locaux (dimensionnement de chauffage) :

On distingue deux types de déperditions :

- Les déperditions par transmission à travers l'enveloppe de l'immeuble (murs, portes, toit, fenêtres…)
- Les déperditions par renouvellement d'air (fuite d'air)

III.2.1. Calcul des déperditions de base par transmission :

La déperdition thermique par transmission à travers l'enveloppe de l'immeuble est évaluée par la relation suivante :

$$\boldsymbol{Dt = Ds + Du + Dsol + DLNC} \quad \textbf{(III.1)}$$

Dt : déperdition par transmission

Ds : déperdition surfacique à travers les parties courantes des parois en contact avec l'extérieur.

Du : déperdition à travers les liaisons.

Dsol : déperdition à travers les parois en contact avec le sol.

Dlnc : déperdition à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés

III.2.1.1. Déperditions surfaciques par transmission à travers les parois :

Les déperditions surfaciques par transmission à travers une paroi séparant deux ambiances différentes sont données par la formule suivante :

$$Ds = K \times A \times \Delta T \quad \text{.....(III.2)}$$

Avec :

K : coefficient

A : la surface

ΔT : différence de température intérieure et extérieure

III.2.1.2. Les déperditions à travers les ponts thermiques :

Les déperditions à travers les liaisons, ou comme on les appelle aussi déperditions à travers les ponts thermiques sont donnés par la formule suivante :

$$Du = KL \times A \times \Delta T \quad \text{..... (III.3)}$$

Pour la simple raison de simplifier notre travail, selon le DTR, les déperditions à travers les ponts thermiques pour tout l'immeuble peuvent être évaluées à 20% des pertes surfaciques par transmission, soit :

$$\Sigma(KL \times A \times \Delta T) = 0.2 \times \Sigma(K \times A \times \Delta T) \quad \text{..... (III.4)}$$

III.2.1.3. Les déperditions par transmission à travers les parois en contact avec le sol :

Dans ce type de déperdition on distingue trois types de parois, les planchers bas enterrés, les murs enterrés et les planchers hauts enterrés. Les déperditions Dsol pour un plancher bas ou un mur enterré, sont données par la formule suivante :

$$Dsol = Ks \times A \times \Delta T \quad \text{.....(III.5)}$$

III.2.1.4. Les déperditions à travers les parois en contact avec des locaux non chauffés :

Les déperditions à travers les parois en contact avec un local non chauffé ou des locaux non chauffés (DLNC), sont données par la formule suivante :

$$DLNC = [\Sigma (KL \times A \times \Delta T) + \Sigma (K \times A \times \Delta T)] \quad \text{.....(III.6)}$$

On constate que ces déperditions (DLNC) sont pondérées par un coefficient **Tau**, dit : « coefficient de réduction de température » la valeur de Tau est comprise entre 0 et 1, ce dernier est donné par la formule suivante :

$$Tau = \frac{ti-tn}{ti-te} = \frac{de}{de-\alpha c} \quad \textbf{(III.7)}$$

Avec :

ti : température intérieure. (°C)

te : température extérieure (°C)

ac : apports de chaleur des divers locaux chauffés vers le local non chauffé ($W.°C^{-1}$)

de : déperdition du local non chauffé vers l'extérieur. ($W.°C^{-1}$)

tn : température de l'espace non chauffé (°C)

tn : est évaluée par la relations suivante :

$$tn = ti - \left[(ti-te)\left(\frac{de}{de-\alpha c}\right)\right] \quad \textbf{(III.8)}$$

$$de = \Sigma[(K \times A) + \Sigma(Kl \times L)] \quad \textbf{(III.9)}$$

$$ac = \Sigma[(K \times A) + \Sigma(Kl \times L)] \quad \textbf{(III.10)}$$

$$dr = 5 \times Ss \quad \textbf{(III.11)}$$

ti : température intérieure (°C)

tn : température de l'espace non chauffé (°C)

te : température extérieure (°C)

ac : apports de chaleur des divers locaux chauffés vers le local non chauffé (W/m^2)

dr : les déperditions par renouvellement d'air du local non chauffé

de : déperdition du local non chauffé vers l'extérieur. (W/m^2)

III.2.2. Les déperditions par renouvellement d'air :

Les déperditions par renouvellement d'air tiennent compte :

-Des déperditions dues au fonctionnement des dispositifs de ventilation ; on associe à ces déperditions le débit spécifique de ventilation.

-Des déperditions supplémentaires par infiltrations dues à l'effet du vent.

Les déperditions par renouvellement d'air de l'immeuble s'expriment par la relation suivante :

$$Dr = 0.34 \times (Qv + Qs) \times \Delta T \quad \text{(III.12)}$$

Comme on peut aussi les écrire sous la forme suivante :

$$Drv = 0.34 \times Qv \times \Delta T \quad \text{(III.13)}$$

$$Drs = 0.34 \times Qs \times \Delta T \quad \text{(III.14)}$$

Avec :

$$Qv = M[0.6 \times Vh; Qvref] \quad \text{(III.15)}$$

$$Qvref = \frac{5Qvmax + Qvmin}{6} \quad \text{(III.16)}$$

$$Qs = Ppi \times evi \quad (m^{3/}\ h) \quad \text{(III.17)}$$

$$Ppi = P0j \times Aj \quad (m^3 / h) \quad \text{(III.18)}$$

Local	Parois	Types	Surfaces (m^2)	Périmètre (m)	K (w/m.°C)	ΔT (°C)	Ds (w)
Salle Vidéo Surveillance	Mur 01	Msc	22.32	-	1,34	0	0
	Mur 02	Msc	27.79	-	1,96	0	0
	Mur 03	Msc	8.64	-	1,96	19	0
	Mur 04	Mdc	25.38	-	1,34	19	646.17
	Fenêtre	Double vitrage	12.6	-	2,15	19	514.71
	Porte	Bois	1	-	2,4	0	0
	poteau 1	Béton armé	0.49	-	3,2	19	29.792
	poteau 2	Béton armé	0.49	-	3,2	0	0
	Plancher		39	-	2.46	0	0
	Sol		39	29	1,8	0	0
la somme des déperditions de transmission Ds							1190.67
la somme des déperditions à travers les ponts thermique Dli							238.13
la somme des déperditions par renouvellement d'air Dr							61.028
Déperditions totales du local							**1489.83**

Tableau III.1:les déperditions thermiques de la salle vidéo surveillance

Local	Ds (w)	Dli (w)	Dr (w)	DT (w)
Vidéo surveillance	1190.67	238.13	61.028	1489.83
Premier	657.55	131.51	58.28	847.34
Bureau médecine	1064.41	212.88	49.55	1326.84
Bureau dentiste	1411.41	282.30	53.85	1747.67
Cafeteria	5312.66	1062.53	134.81	6509.99
Espace attende médecine et infirmerie	122.01	24.40	38.76	185.17
Hall d'entrée vip	973.29	194.66	89.68	1257.64
Locale informatique	124.77	24.95	15.69	165.41
Bureau chef de service caisse	258.80	51.75	15.39	325.94
Télé compensation	853.63	170.73	36.97	1061.33
Agence bancaire	4268.14	853.63	138.68	5260.45
Local SSI	1390.63	972.98	27.95	2391.56
Préparation légumes	1056.72	211.34	26.07	1294.07
Salle de conférence	5181.18	1036.24	379.75	6597.17
Déperditions totales au Niveau du RDC			**= 30460.41 W**	

Tableau III.2 : déperditions thermiques au niveau du rez-de-chaussée (RDC)

Local	Ds (W)	Dli (W)	Dr (W)	DT (W)
Salle à manger 1	5291.19	1058.23	151.16	6500.85
Salle à manger 3	2172.924	434.584	145.07	2752.595
Salle à manger 2 pour personnel	4044.27	808.85	154.04	5007.164
Salle à manger VIP	5069.05	1013.81	103.13	6186
Salon VIP	3218.32	643.66	141.58	4003.57
Self-service	1172.4	234.52	91.003	1498.17
Cuisine	3478.77	695.75	20.57	4195.09
Balcon	2184.12	436.82	115.71	2736.65
Contrôle	1837.09	367.41	29.55	2234.05
Bureau agence bancaire	3675.01	735	166.42	4576.44
Les déperditions thermiques totales du premier étage				**39690.597**

Tableau III.3: déperditions thermiques à travers les différents locaux du 1er étage

Niveaux	DTOT (W)
RDC	**30460.41**
1er étage	**39690.597**
DTOT (W)	**70151.007**

Tableau III-04 : déperditions thermiques totales à travers les différents niveaux de l'immeuble

III.2.3. Vérification réglementaire :

Les déperditions par transmission **Dt** du l'immeuble doivent vérifier la relation suivante :

$$Dt \leq 1.05 \times Dréf \quad \text{.....(III.19)}$$

Sachons que :

Dréf : les déperditions de référence. (W/ °C)

Dt : les déperditions par transmission du l'immeuble. (W/°C)

Dans notre cas et pour simplifier plus notre travail, on multiplie directement les **Dréf** par le gradient de température ΔT.

Les déperditions de référence sont calculées par la formule suivante :

Dréf = (a x S1+b x S2 +c x S3 +d x S4+ e x S5). ΔT.....(III.20)

Les Si (en m^2) représentent les surfaces des parois à travers lesquelles il y a des déperditions, elles concernent respectivement :

S1 : la toiture.

S2 : le plancher bas y compris les plancher bas donnant sur des locaux non chauffés.

S3 : les murs.

S4 : les portes.

S5 : les fenêtres.

Les coefficients a.b.c.d.e (en W/m^2. °C) sont données dans le tableau suivant :

Zone	**Immeuble collectif**				
	a	**b**	**c**	**d**	**e**
A	0.9	2	1.2	3	3.8

Tableau III.05 : les coefficients de vérification réglementaire

On aura donc:

Dréf = (0.9 x S1+2x S2 +1.2 x S3 +3 x S4+ 3.8 x S5) x ΔT

S1= 0 m^2

S2 = 0 m^2

S3=2672.15 m^2

S4=94.82 m^2

S5=32.04 m^2

Dréf= (1.20 x 2672.15 +3x94.82 +3.8 x 32.04) x19

Dréf = 68643.048 W = **68.64 KW**

Après calcul on a :

Dt = **70151.007 W** = 70.15 KW

D'où :

1.05 x 68643.048= 72075.65 W = 72.07 kW

Donc : **70.15 kW ≤ 72.07 kW** par conséquent **la condition est vérifiée**

III.3 Calcul des apports thermiques des différents locaux :

III.3.1 Définition :

Les apports calorifiques (appelés aussi gains) d'un local sont égaux à la somme des apports de chaleur sensible et latente, provenant d'une source intérieure ou extérieure du local, pour des conditions extérieures et intérieures déterminées, en ne tenant pas compte des apports dus à l'installation.

III.3.2 Méthode de calcul :

Les apports calorifiques doivent être déterminés selon les étapes suivantes :

-Définition des zones (ou volumes) thermiques : une zone thermique est un volume d'air dont les conditions intérieures sont supposées être homogènes ;

-Détermination de l'intervalle de temps critique : pour ce faire, pour chaque façade, on détermine l'heure qui correspond aux gains maximums par transmission à travers les parois opaques et vitrées l'intervalle de temps critique est délimité par la plus petite heure et par la plus grande heure choisie parmi les heures déterminées (les heures de la journée sont données en temps solaire vrai (TSV)).

-Calcul des apports calorifiques pour chaque volume thermique et pour toutes les heures situées dans l'intervalle de temps critique.

-Calcul des apports calorifiques effectifs

-Calcul de la puissance frigorifique

-Adoption d'un système de conditionnement d'air (dimensionnement du système de climatisation).

III.3.3 Apports calorifiques sensibles et latents :

Les apports calorifiques sensibles As et latents AL sont donnés par la relation suivante :

$$\boldsymbol{AS}=\boldsymbol{APO}+\boldsymbol{AV}+\boldsymbol{AIS}+\boldsymbol{A}\textbf{[W]} \quad \textbf{.....(III.21)}$$

$$\boldsymbol{AL}=\boldsymbol{AIL}+\boldsymbol{A}\textbf{[W]}, \quad \textbf{.....(III.22)}$$

Les apports calorifiques totaux sensibles ATS et latents ATL sont déterminés par l'expression suivante :

$$\boldsymbol{ATs} = (\boldsymbol{C\Delta as}\times\boldsymbol{As}) + \boldsymbol{AREN}\textbf{[W]}, \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \textbf{(III.23)}$$

$$\boldsymbol{ATL} = (\boldsymbol{C\Delta al}\times\boldsymbol{AL}) + \boldsymbol{A}\textbf{[W]}, \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \textbf{(III.24)}$$

Nb : les calculs sont effectués pour le mois de juillet

III.3.4 Apports à travers les parois opaques :

Les apports de chaleur à travers une paroi opaque à un instant t, APO (t), sont calculés par l'expression suivante :

$$\textbf{APO}\ (\boldsymbol{t}) = \textbf{1},\times\boldsymbol{K}\textbf{été}\times\boldsymbol{Sint}\times\Delta\boldsymbol{te}(\boldsymbol{t})\ \textbf{[W]}, \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \textbf{(III.25)}$$

III.3.5 Apports à travers les parois vitrées :

Les gains à travers les parois vitrées extérieures AV (t) s'expriment par :

$$\textbf{AV}\ (\boldsymbol{t}) = \boldsymbol{A}(\boldsymbol{t}) + \boldsymbol{AVE}(\boldsymbol{t})\ \textbf{[W]}, \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \textit{(III.26)}$$

III.3.5.1 Apports dus au gradient de température à travers les parois vitrées :

Les apports dus au gradient de température AVT (t) à travers les parois vitrées extérieurs sont donnés par :

$$\boldsymbol{AVT}\ (\boldsymbol{t}) = \textbf{1},2 \times \boldsymbol{Kété} \times \boldsymbol{Souv} \times [\boldsymbol{TS}(\boldsymbol{t}) - \boldsymbol{TSbi}\ (\boldsymbol{t})]\ \textit{[W]} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \textit{(III.27)}$$

III.3.5.2 Apports dus au rayonnement solaire à travers les parois vitrées :

Les gains dus au rayonnement solaire à travers les parois vitrées extérieures AVE (t) sont évalués à partir de la relation suivante :

$$\boldsymbol{AVE}\ (\boldsymbol{t}) = [\boldsymbol{SVens}\times\boldsymbol{It} + \boldsymbol{SVomb}\times\boldsymbol{Id}] \times \boldsymbol{FS}\times(\boldsymbol{t})\ \textbf{[W]}, \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \textbf{(III.28)}$$

Dans notre cas : FS = 0.37 (glace intérieure claire et glace réfléchissante extérieure vert).

III.3.6 Apports de chaleur internes :

III.3.6.1 Définition :

On désigne par apports de chaleur internes, ou gains internes, les quantités de chaleur dégagées sous forme latente ou sensible à l'intérieur des locaux conditionnés. Les gains internes prévus par le DTR sont ceux ayant pour l'origine les occupants, les machines entrainées par des moteurs électriques, les appareils électriques, l'éclairage, les appareils à gaz, les réservoirs, l'évaporation libres, l'introduction de vapeur vive, les tuyauteries et les conduits d'air intérieurs.

III.3.6.2 Principe de calcul :

Les apports internes, lorsqu'ils existent, sont calculés en les considérants constants pendant la durée de fonctionnement de l'installation de climatisation. Les apports internes sont calculés en considérant un amortissement des gains sensibles. On utilise pour les besoins du calcul un coefficient dit d'amortissement noté NAI (t). Le coefficient d'amortissement NAI (t) est à affecter séparément pour chaque apport interne. Les apports internes sont déterminés en multipliant, pour chaque apport, les gains maximums par un coefficient de simultanéité (noté CS) spécifique à chaque apport, les apports de chaleur internes AI (t) à l'instant t sont donnés par l'expression suivante :

$$AI(\boldsymbol{t}) = \Sigma(\boldsymbol{CSj} \times \boldsymbol{AISj} \times \boldsymbol{NAIj}) + \Sigma(\boldsymbol{CSj} \times \boldsymbol{AIlj}) \ \boldsymbol{[W]} \ \boldsymbol{.....,(III.29)}$$

III.3.6.3 Calcul des apports internes :

- Apports dus aux occupants : Les gains internes pour un occupant sont donnés dans le tableau A3.81 dans l'annexe 3.

- Apports dus aux machines électriques :

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

- Une machine électrique utilisée dans un local dégage intégralement l'équivalent calorifique de la puissance électrique moyenne absorbée. Pour calculer ces dégagements on a le tableau A3.83 dans l'annexe 3.

- Apports dus à l'éclairage : Les appareils de l'éclairage constituent une source de chaleur sensible .si l'on ne connait pas la puissance installée pour l'éclairage, on calculera les gains dus à celui-ci en utilisant le tableau A3.85 dans l'annexe 3.

III.3.7 Apports de chaleur par introduction d'air extérieur :

III.3.7.1 Définition :

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

-Les apports dus aux infiltrations qui interviennent directement dans le bilan du local, ces apports sont associés au débit d'infiltrations qv inf

-Les apports dus à l'introduction d'air neuf qui interviennent dans le bilan calorifique total, ces apports sont à associer au débit d'air neuf qvan.

III.3.7.2 Expressions des apports par introduction d'air extérieur :

Les apports sensibles dus au renouvellement de l'air ARENs .et dus aux infiltrations AINFs sont donnés par les formules suivantes :

$$\boldsymbol{ARENs = 0.32 \times qvan \times (TSe\,(t) - TSbi)\ [W],} \quad \textbf{(III.30)}$$

$$\boldsymbol{AINFs = 0.32 \times qvinf \times (TSe\,(t) - TSbi)\ [W],} \quad \textbf{(III.31)}$$

Les apports latents dus au renouvellement de l'air ARENs, et dus aux infiltrations AINFs sont donnés par les formules suivantes :

$$\boldsymbol{ARENs\,(t) = 0{,}797 \times qvan \times max\,[(HSbe - HSbi)\ ;\ 0]\ [W]}, \quad \textbf{(III.32)}$$

$$\boldsymbol{AINFs\,(t) = 0{,}797 \times qv\text{inf} \times max\,[(HSbe - HSbi)\ ;\ 0]\ [W]}, \quad \textbf{(III.33)}$$

a) Le débit d'air neuf (qvan) :

Le débit d'air neuf d'un local est donné par la formule suivante :

$$\boldsymbol{qvan = 0{,}6 \times Vh\ [W],} \quad \textbf{(III.34)}$$

ou à partir du tableau **A3.82** du DTR

b) Le débit d'air dû aux infiltrations (qvinf) :

Le débit d'air infiltré d'un local est donné par la formule suivante :

$$\boldsymbol{qvinf = (qvoinf, i \times Souv, i)\ [W],} \quad \textbf{(III.35)}$$

Qvoinf, i **(m^3/h)** : débit d'infiltration correspondant à l'ouvrant i considéré ; les valeurs de qvoinf, i doivent être fournies soit par le fabricant, soit par l'avis technique à défaut.

On utilisera les valeurs du tableau suivant :

Désignation	qvinf,i (m^3/h)
Fenêtre ou porte-fenêtre	14.5
Double fenêtre	8.7
Porte simple	21.7
Porte simple avec seulet joint d'étanchéité	4.5
Porte en verre ou glace	145
Double porte avec SAS **Porte simple** **Porte simple avec seulet joint d'étanchéité** **Porte en verre**	4.2 0.9 28.1
Porte à tambour **Avec joint d'étanchéité** **Sans joint d'étanchéité**	7.3 21.7

Tableau III.6: Infiltration par les portes et fenêtres

III.3.8 Variations de la température sèche de l'air extérieur :

La variation temporelle de la température sèche de l'air extérieur est évaluée à partir de l'expression suivante :

$$TSe\ (t) = TSbe - [CTS\ (t) \times Eb] \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \textbf{(III.36)}$$

- TSe(t) (en °C) représente la température sèche de l'air extérieur à l'heure (t)
- TSb,e (en °C) représente la température sèche de base de l'air extérieur
- CTS(t) représente un coefficient correcteur
- Eb (en °C) représente l'écart diurne de base

TSbe= 34°C

Eb =9°C

Les valeurs coefficient Cts(t) sont regroupées dans le tableau ci-dessous :

Heure	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Cts	77	63	48	35	21	6.7	0	0	0

Tableau III.7: les valeurs coefficient Cts(t)

Les valeurs de Tse (t) sont regroupées dans le tableau ci-dessous :

Heure	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Tse(t)	27	28	29	30	32	33	34	34	34

Tableau III.8: les valeurs de Tse(t)

III.3.9 : Évaluations des apports calorifiques :

Type de Parois	Heure [h]	ΔTe [°C]	Δ*t*(*t*) [°C]	CΔT [°C]	α	It,b(36.71°) [W/m^2]	It,b(40°) [W/m^2]	ΔTe(t) [°C]	K [W/m²°C]	S [m^2]	APO [W]
Mur ex	8	0	1,59	2,6	0.5	176.5	217	4.08	1,34	39	213.22
Sud	9	0	1,47					3.26			170.37
	10	0	1,34					3.20			167.23
	11	0	1,8					3.41			178.20
	12	0	2,2					3.59			187.61
	13	0,38	3,9					4.93			257.64
	14	0,85	5,62					6.09			318.26
	15	1,43	7,31					7.29			380.97
	16	1,95	8,14					7.98			417.03

Tableau III.9: les apports à travers les parois opaques extérieures à l'instant t

Les gains dus au gradient de température à travers les parois vitrées extérieures :

$$\boldsymbol{AVT}\ (\boldsymbol{t}) = \mathbf{1},2 \times \boldsymbol{Kété} \times \boldsymbol{Souv} \times [\boldsymbol{TSe}(\boldsymbol{t}) - \boldsymbol{TSbi}\ (\boldsymbol{t})] = \mathbf{656.75\ w}$$

AVT:

Orient	Heure [h]	Kété [W/m²°C]	Souv [m²]	TSe(t)[°C]	TSb,i [°C]	AVT [W]
Sud	8	2,15	12.5	27	24	96.75
	9			28		129
	10			30		193.5
	11			30		193.5
	12			32		258
	13			33		290.25
	14			34		322.5
	15			34		322.5
	16			34		

Tableau III.10: les gains dus au gradient de température à travers les parois vitrées extérieures à l'instant t

AI:

Salle	Occupants	Machines électriques	Éclairage
Vidéo surveillance	5 occupants **assis travail très léger**	2 micro- ordinateur	16 (w/m²)
	Sens 5 X67 = **335W** lat 5x35=**175W**	2*450W = 900 w	39 x 16 (w/m²)

Tableau III.11 : les apports de chaleurs internes

Désignation du local	Volume	Qvan	Tse	Tsb,i	ARENs
Bureau	140.4	84.24	35	24	296.5248
			HSb,e	**HSb,i**	**ARENl**
			18	45	0

Tableau III.12: les gains dus au renouvellement d'air

Désignation du local	Volume	Qvinf	Tse	Tsb,i	AINFs
Bureau	140.4	182.7	35	24	643.104
			HSb,e	**HSb,i**	**AINFl**
			18	45	0

Tableau III.13 : les gains du saurin filtrations

Total :

APO	AV	AI	AREN	AINF	TOTAL
417.03	656.75	1728	296.5248	643.10	**3741.4W**

Tableau III.14 : les apports du bureau

III.4 : Les apports de la banque :

	RDC			VALEURS (W)
APO	N		8546.55	31120.15
	E		10678.24	
	S		5874.01	
	O		6021.35	
APO i	MUR		30256.78	39891.92
	PORTE		9635.14	
AV	AVT	N	1975.68	14882.28
		E	3698.52	
		S	5235.12	
		O	3972.96	
	AVE	N	7524.02	32398.1
		E	8762.27	
		S	9058.36	
		O	7053.45	
AL	OCC (x22)		2789.5	63786.18
	MACH ELEC (x33)		37546.34	
	ECLAIRAGE		23540.63	
AREN	S		9035.32	9035.32
	L		0	
AINF	S		9546.41	9546.41
	L		0	
			Total	**200750.26**

Tableau III .15 : les apports du RDC

	1er ETAGE			VALEURS (W)
APO	N		9158.16	34413.21
	E		11575.72	
	S		6759.38	
	O		6919.95	
APO i	MUR		25308.46	30576.94
	PORTE		5268.48	
AV	AVT	N	2043.36	15698.75
		E	3739.68	
		S	5665.68	
		O	4250.03	
	AVE	N	7653.56	32480.3
		E	9862.12	
		S	8531.78	
		O	6432.84	
AL	OCC (x15)		1893	44436.62
	MACH ELEC (x14)		23800	
	ECLAIRAGE		18743.62	
AREN	S		8249.74	8249.74
	L		0	
AINF	S		9110.56	9110.56
	L		0	
			Total	**175146.12**

Tableau III .16 : les apports du 1er étage

III.5 Vérification réglementaire :

La vérification réglementaire de la banque, doit s'effectuer selon les étapes suivantes :

-Calcul pour l'ensemble de l'immeuble (supposé conditionné) à 15h TSV, pour le mois de juillet :

-Des apports par les parois opaques aériennes

-Des apports par les parois vitrées

-Calcul des apports calorifiques de références

-Vérification de la conformité à la réglementation thermique d'été des locaux

La somme des apports calorifiques par les parois vitrées et les parois opaques aériennes doit vérifier au mois de juillet à 15h TSV la relation suivante :

$$\boldsymbol{APO\ (15) + AV\ (15\ h) \leq 1{,}05 \times Aréf\ (15\ h)\ [W]} \quad \textbf{.....(III.17)}$$

Les apports calorifiques de référence Aréf s'expriment par :

$$Aréf = Aréf,PH + Aréf,PV + Aréf,PVI \text{ [W]} \quad \text{(III.18)}$$

-Les apports calorifiques de référence des parois opaques verticales Aréf, PV sont calculés par la formule suivante :

$$Aréf,PV = \Sigma(C \times Sint \times \Delta TSréf,PV) \text{ [W]} \quad \text{(III.19)}$$

-Les apports calorifiques de référence des parois vitrées sont donnés par la formule suivante :

$$Aré,PVI = AVEréf + AVTréf \text{ [W]} \quad \text{(III.20)}$$

-Les apports de référence dus à l'ensoleillement à travers une paroi vitrée **Ave réf** sont donnés par :

$$AVEréf = [SVens \times It + (SV - SVens) \times Id] \times FSréf \times NPVI,réf \text{ [W]} \quad \text{(III.21)}$$

Les valeurs de NPVI, réf sont données par le tableau :

Valeurs de NPVI, réf								
Types de locaux	**N**	**NE**	**E**	**SE**	**S**	**SO**	**O**	**NO**
Logement	0.95	0.26	0.31	0.44	0.68	0.62	0.43	0.30
Bureaux	0.98	0.19	0.21	0.28	0.65	0.77	0.61	0.40

Tableau III .17 : Les valeurs de NPVI

-Les apports de référence dus au gradient de température à travers une paroi vitrée **AVTréf** sont donnés par :

$$AVTréf = e' \times Souv \times \Delta TSréf,PVI \quad \text{(III.22)}$$

-Les apports calorifiques de référence des parois opaques horizontales **Aréf,PH** sont calculés par la formule suivante :

$$Aréf,PH = \Sigma(a \times Sint \times \Delta TSréf,H) \text{ [W]} \quad \text{(III.23)}$$

AVEréf = 25042.9 W

AVTréf = 6434.41 W

Aréf, PVI = AVEréf + AVTréf ► Aréf, PVI = 25042.9 + 6434.41= 31477.31

W Aréf, PV = 7644.6 W

Aréf, PH = 0 W

Aréf = Aréf, PVI +Aréf, PV + Aréf, PH = 31477.31+7644.6 + 0 = 39121.91W

1.05 x Aréf = 1.05 X 39121.91 = 41078 W

APO (15h) = 9874.5W

AV (15h) = 3541.78 + 22475.26 = 26017.34 W

APO + AV ≤ 1.05 × Aréf

AN : 9874.5 + 26017.34 ≤ 1.05 x 39121.91

35891.84 W ≤ 41078 W

35 KW ≤ 41 KW

Donc : 35 KW ≤ 41 KW, par conséquent on peut dire que la condition est vérifiée.

III.6. Conclusion :

Donc après avoir calculé le bilan estival, et après vérification, on constate que le besoin énergétique de la banque est dans les normes.

CHAPITRE IV
Choix du système de climatisation

Les systèmes de climatisation visent à contrôler en fonction de destination du local les paramètres de confort et d'hygiène

Ces systèmes sont choisis en tenant compte des critères suivants :

- Destination des locaux**.**
- Taux d'occupation des locaux**.**
- Contraintes architecturelles**.**

IV.1. La classification des systèmes de climatisation :

Suivant la méthode de classification choisie, les systèmes IVCA peuvent être répartis en différentes catégories. En fonction du type de traitement d'air, de transfert de l'énergie et de régulation on peut adopter la classification suivante :

- Les systèmes centralisés.
- Les systèmes décentralisés.
- Les systèmes semi centralisé.

a) Les systèmes centralisés :

L'air est traité dans une centrale, puis distribue par un réseau de conduits aéraulique dans les locaux à climatiser.

Les centrales d'air sont réalisées à partir d'éléments (dénommés aussi caissons ou sections) juxtaposées et accolées en usine ou dans le local technique prévu pour les recevoir.

b) Les systèmes décentralisés :

Se présentent sous forme d'équipement monobloc « compact » ou à éléments séparés « split système ».

- Les climatiseurs individuels.
- Les armoires de climatisation

c) Les systèmes semi centralisé :

Leurs principales caractéristiques consistent dans le fait que leurs sources de chaleur ou du froid ne sont pas incorporées mais centralisées en dehors des appareils, n'étant reliées à ces derniers que par des tuyauteries pour réseaux hydrauliques « eau chaude ou glacée » qui circule dans des appareils conçues pour ces types de système comme : les ventilo–convecteurs, les radiateurs, …etc., ou pour réseaux aéraulique (bouches de diffusion, grilles de diffusion, …etc.).

IV.2. Choix du système de climatisation :

IV.2.1. Introduction

Pour faire le choix entre tel ou tel système, il faut prendre en considération plusieurs critères dont les plus importants sont :

- Destination des locaux (conditions internes imposées dans les locaux)
- Configuration des locaux (contraintes architecturales)
- Critère économique

À partir de l'analyse de ces critères, on a opté pour un système semi centralisé du type VRV pour la climatisation de notre immeuble.

IV.2.2. Systèmes VRV (Volume de Réfrigération Variable)

IV.2.2.1. Définition

La dénomination (VRV) traduit le fait que le système est capable d'adapter sa puissance strictement aux besoins thermiques des locaux traités, à tout moment de la journée et quelle que soit la saison. Ce système est connu aussi sous les noms DRV (Débit Réfrigérant Variable), VRF (Variable Réfrigérant Flow), DVM (Digital Variable Multi).

Le VRV est un système à détente directe qui à partir d'une seule unité extérieure (groupe compresseur) alimente par des tubes frigorifiques de petites dimensions plusieurs unités intérieures, parfait tant en installation neuve qu'en remplacement d'installation. Idéal pour les hôtels, bureaux sur plusieurs étages, salles de conférences, villa de grandes surfaces. En règle générale des locaux ayant besoin de différents types d'appareils, consoles, plafonniers, gagnables, muraux, cassettes, etc. de 16 à 64 unités de puissances différentes. Chaque fabricant a développé son système à débit variable, le principe de fonctionnement est basé sur la technologie Inverter ou digital scroll, ce qui permet à l'unité extérieure (le groupe compresseur) d'adapter le volume du réfrigérant donc sa puissance en fonction de la puissance dont l'installation a besoin, d'où une grande souplesse d'utilisation avec une consommation réduite.

IV.2.2.2. Système (VRV) 2 tubes 3 tubes :

Au sein de la gamme VRV, il existe deux solutions distinctes. Dans la solution (VRV 2 tubes), toutes les unités intérieures raccordées à un même groupe extérieur sont dans un mode de fonctionnement (chauffage – rafraichissement) identique.

La solution « VRV 3 tubes, est également appelée, à récupération d'énergie » les unités intérieures sont totalement indépendantes, y compris dans le choix de leur mode de fonctionnement.

Cette dernière offre une plus grande souplesse mais surtout des économies d'énergie accrues. En effet, la tuyauterie supplémentaire est utilisée pour permette un transfert thermique d'une zone (chaude) vers une zone « froide » et inversement.

IV.2 .2 .3. Risques de fuite du réfrigérant :

Afin d'éviter tout risque de fuite, la mise en œuvre d'un circuit de réfrigérant doit respecter une procédure stricte. Celle-ci, définie par le fabricant du matériel, a pour objectif de garantir la parfaite étanchéité de l'installation avant la mise en service du système. Ainsi, tous les réseaux sont éprouvés à des pressions supérieures à celles du fonctionnement des appareils. De plus, toutes ces préconisations peuvent être validées par le fabricant lui-même dans le cadre d'une assistance à la mise en service.

IV.2.2.4. Maintenance sur une installation VRV :

À la différence des solutions à eau glacée qui nécessitent la mise en œuvre des pompes, réservoirs tampons, la maintenance d'un système VRV se concentre exclusivement sur les groupes extérieurs où sont regroupées toutes les informations utiles au contrôle du bon fonctionnement de l'ensemble de l'installation. Au niveau des terminaux, un simple nettoyage régulier des filtres suffit.

Par sa conception, le système VRV facilite donc considérablement les opérations de maintenance.

IV.2.2.5. Applications des systèmes VRV :

Le VRV est une solution pouvant répondre à toute application de confort. La large gamme de terminaux offre de nombreuses opportunités d'aménagement intérieur. Dans l'immobilier de bureau notamment, ce système satisfait parfaitement toute l'existence de matière de flexibilité. L'hôtellerie trouve également à travers le VRV bon nombre de réponses : la récupération d'énergie par exemple garantit à chaque utilisateur un confort optimal et à l'établissement d'importante économies d'exploitation.

La résidentiel enfin représente un marché émergent : les différences en logement collectif, y compris logement social sont de plus nombreuses preuve de ce secteur en plein développement, le VRV de marque DAIKEN est le premier à obtenir le label protèle.

IV. 2.2.6. Principe de fonctionnement du VRV à récupération d'énergie :

Le VRV "à récupération d'énergie " est également appelé "VRV 3 tubes " .il permet un fonctionnement simultané chaud-froid par zone ou par unité intérieure.

Le principe est simple : le troisième tube est utilisé pour transférer le fluide frigorigène entre les unités intérieures dont le mode de fonctionnement diffère.

Ce sont des boitiers de sélection(BS) disposés entre le groupe extérieur et les unités intérieures qui orientent le fluide selon la demande vers le groupe de condensation ou vers une zone dont les besoins thermiques sont différents.

Il n'y a donc aucune résistance électrique dans les unités intérieures. Le chauffage reste thermodynamique.

Ce principe garanties d'importantes économies d'énergie à certaines périodes de l'année et selon le type du bâtiment : en effet, il est alors possible de chauffer gratuitement une partie des locaux.

IV.2.2.7. Flexibilité des systèmes VRV pour l'immobilier de bureau :

Pour octroyer une grande flexibilité à un bâtiment de bureaux, il est nécessaire de respecter certains critères : notamment l'implantation uniforme d'unités terminales sur l'ensemble des surfaces traitées afin de permettre tout type de cloisonnement ultérieur, ainsi que la mise en place d'une régulation préservant l'autonomie de chaque unité intérieure. Le VRV se plie parfaitement à ces critères.

Mais il apporte une forme supplémentaire de flexibilité : lorsque la surface à climatiser nécessite d'associer plusieurs groupes extérieurs VRV, il devient alors possible de sélectionner les différents systèmes afin de garantir l'indépendance de certaines zones. On peut ainsi rendre strictement indépendant chaque niveau voire chaque locataire. Cet apport unités externes intéressante dans l'immobilier locatif offre une flexibilité unique de conception aux prescripteurs et installateurs.

IV.2.2.8. Différences essentielles entre une solution VRV et une solution type eau glacé :

La principale différence concerne le medium utilisé pour rafraichir les locaux. Comme son nom l'indique, une solution type « eau glacé » consiste en un double échange réfrigérant \eau puis eau \air. Le VRV est une solution à « détente directe » : l'échange thermique intervient directement entre le réfrigérant et l'air des locaux à climatiser. Cet aspect conditionne un certain nombre d'autres spécificités : l'eau nécessite des diamètres de tuyauteries plus importants et la mise en place d'accessoires hydrauliques indispensables à sa circulation.

D’autre part, le VRV est une solution de climatisation complète : la production, la diffusion et la régulation sont indissociables, alors qu’une à eau glacée peut être constituée de fournitures différentes.

Enfin, la puissance frigorifique (calorifique) d’un système VRV reste limitée et inférieure à 100 KW, ce qui nécessite d’associer plusieurs systèmes lorsqu’il s’agit de traiter des charges thermiques importantes.



Figure IV.1 : Différents types d’unités intérieures VRV Daikin

Exemple d’unité extérieure VRV avec une unité type gainable : ce système peut alimenter jusqu'à 64 unités intérieures type gagnables.



Figure IV.2. Unité intérieure Daikin type RXYQ-PR1

Exemple de VRV à récupération d’énergie pour une utilisation simultanée en rafraichissement et en chauffage à partir d’un seul système :



Figure IV.3. Unité extérieure VRV type REYQ30P8

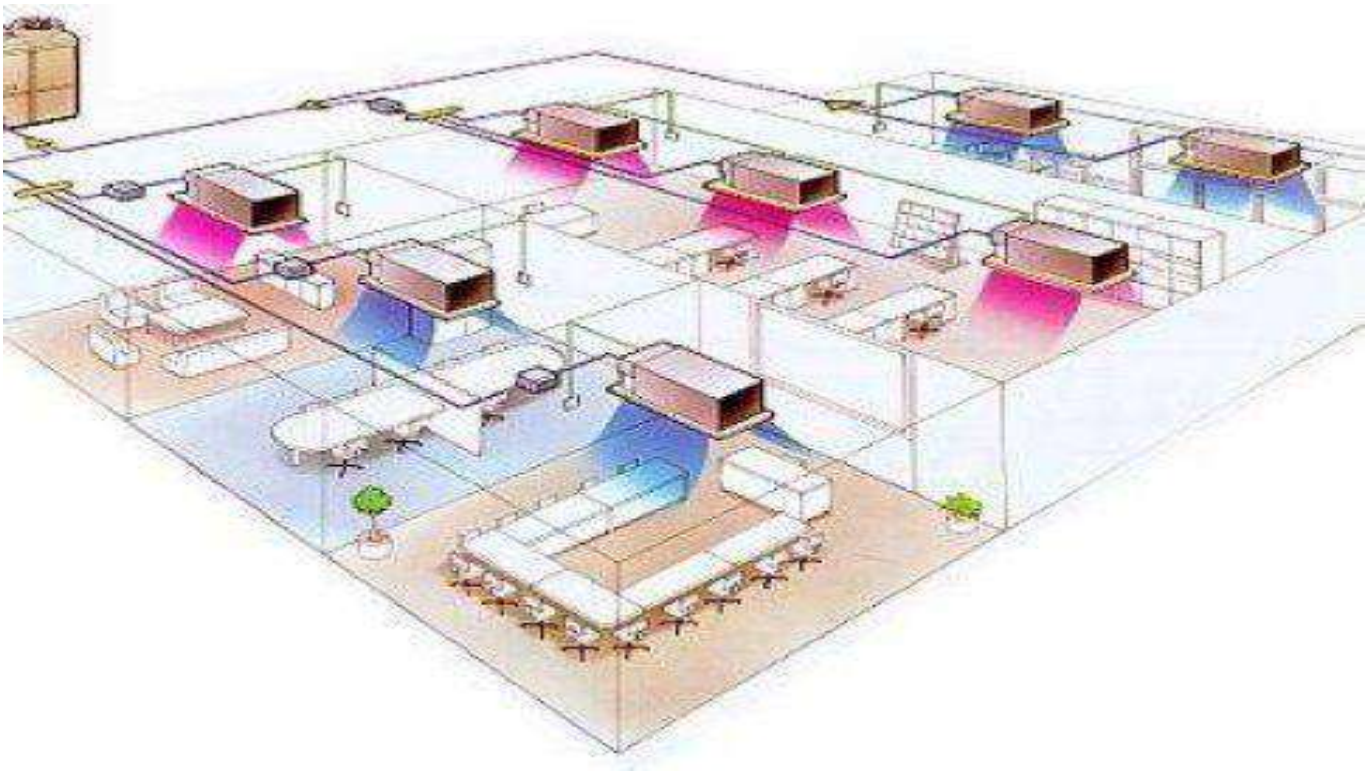


Figure VI.4. Schéma d'une installation VRV

IV.2.2.9. Les principaux avantages du VRV : (selon les fabricants) :

- Un COP élevé (coefficient de performance)
- Un fonctionnement avec des températures extérieures de -15 °C
- Puissance frigorifique 5 à 90 KW
- Jusqu'à 64 unités intérieures sur un circuit
- Acceptant des longueurs de tube de 1000 mètres cumulés maximum
- Dénivelé entre unités intérieures et extérieures de 90 m
- Possibilité d'optimiser la régulation par zone en fonction de l'orientation des bâtiments
- Charge automatique de la quantité de réfrigérant
- Facilité d'installation grâce à des tubes de petites dimensions
- Câblage des unités simplifié sans polarité
- Modularité du système
- Une large gamme d'unité intérieure, de tout type de puissances
- Des unités extérieures peu encombrantes
- Possibilité de chauffer et de refroidir simultanément (3 tubes)
- Large choix de commandes, simplifiées, programmables, centralisées, infrarouge
- Gestion par ordinateur ou par internet.

IV.2.2.10. Inconvénients du VRV :

• Système très cher à l'acquisition.

• Manipulation contraignante du fluide frigorigène contrairement à l'eau.

IV.3. La technologie du VRV :

La technologie VRV nécessite, pour son fonctionnement, des unités (intérieures et extérieures) spécifiques, un fluide frigorigène adéquat, la définition d'un réseau du fluide frigorigène. Il nécessite également un bon système de commande.

IV.3.1. Fluide réfrigérant :

Le fluide caloporteur utilisé en VRV n'est ni l'air ni l'eau mais un fluide frigorigène bien spécifique.

IV.3.2. Unité intérieure :

L'unité intérieure (échangeur au niveau du local) est parcourue par le fluide frigorigène. Un ventilateur hélicoïdal force l'air du local à travers de l'échangeur. Elle peut fonctionner soit en rafraîchissement, soit en chauffage. Un détendeur électronique règle en permanence le débit de réfrigérant en fonction de la charge intérieure.

IV.3.3. Unité extérieure :

L'unité extérieure est généralement placée en toiture (pas de local technique spécifique). Ceci permet au condenseur d'être facilement refroidi par l'air extérieur.

Les unités extérieures sont modulaires et peuvent être alignées côte à côte. Chez certains constructeurs, les systèmes VRV autorisent des combinaisons d´unités extérieures permettant d´avoir un grand nombre d´unités intérieures raccordées.

IV.3.4. Réseau de distribution :

Les tuyauteries en cuivre souvent utilisées sont de très faible diamètre. Cela permet de gagner en encombrement et en pertes dues au transport de la chaleur par rapport au système traditionnel.

Les tableaux ci-dessous résument les apports et les déperditions durant les deux périodes de l’année (été et hiver).

VI.5. Application au projet :

Salle	Déperditions KW	Unités intérieures
Vidéosurveillance	1.4	FXZQ15A
Premier soin/infirmerie	0.84	FXZQ15A
Bureau médecine	1.3	FXZQ15A
Bureau dentiste	1.7	FXZQ15A
Cafeteria	6.5	FXZQ50A
Espace attende	0.1	FXZQ15A
Hall d'entrée vip	1.2	FXZQ15A
Locale informatique	0.1	FXZQ15A
Bureau chef	0.3	FXZQ15A
Télé compensation	1.6	FXZQ15A
Agence bancaire	5.2	FXZQ40A
Local SSI	2.3	FXZQ20A
Préparation légumes	1.2	FXZQ15A
Salle de conférence	6.5	FXZQ50A
Salle de mange 1	6.5	FXZQ50A
Salle de mange 3	2.7	FXZQ25A
Sale de mange 2 pour personnel	5	FXZQ40A
Salle de mange	6.1	FXZQ50A
Salon VIP	4	FXZQ40A
Self-service	1.4	FXZQ15A
Cuisine	4.1	FXZQ32A
Balcon	2.7	FXZQ25A
Contrôle	4.5	FXZQ40A

Tableau VI.1 : les puissances frigorifiques et calorifiques

Conclusion générale :

Notre objectif était de faire une étude de climatisation de la banque qui situé à Bâb Ezzouar – Alger. Pour mener cette tâche nous avons en premier lieu cherché à avoir les plans architecturaux de la banque en question. Ces plans nous ont permis de connaître les données géométriques et les éléments de construction en matière de murs, vitrages, dalles, toitures et matériaux utilisés.

Les résultats obtenus à l'issus de cette étude nous ont permis de conclure que l'architecture de l'immeuble étudié est dans les normes énergétiques, cela est justifié par la vérification réglementaire. Le choix du système de climatisation semi-centralisé VRV est justifié suite aux avantages qu'il présente.

Enfin, pour conclure notre travail on peut dire qu'à travers l'étude de ce projet, nous avons eu l'occasion d'enrichir et d'approfondir remarquablement nos connaissances en matière des techniques de la climatisation. Et nous espérons toutefois, que d'autres sujets vont continuer sur ce chemin pour apporter encore plus d'avantages de connaissances.

Références bibliographiques :

1- Document technique réglementaire (D.T.R C 3.2), réglementation thermique des bâtiments d'habitation, règle de calcul des déperditions calorifiques.

2- Document technique réglementaire (D.T.R C 3.4), climatisation, règle de calcul des, apports calorifiques des bâtiments.

3- Catalogue Daikin système VRV

Sites internet :

4- www.wikipedia.com

ANNEXE

ANNEXE.1

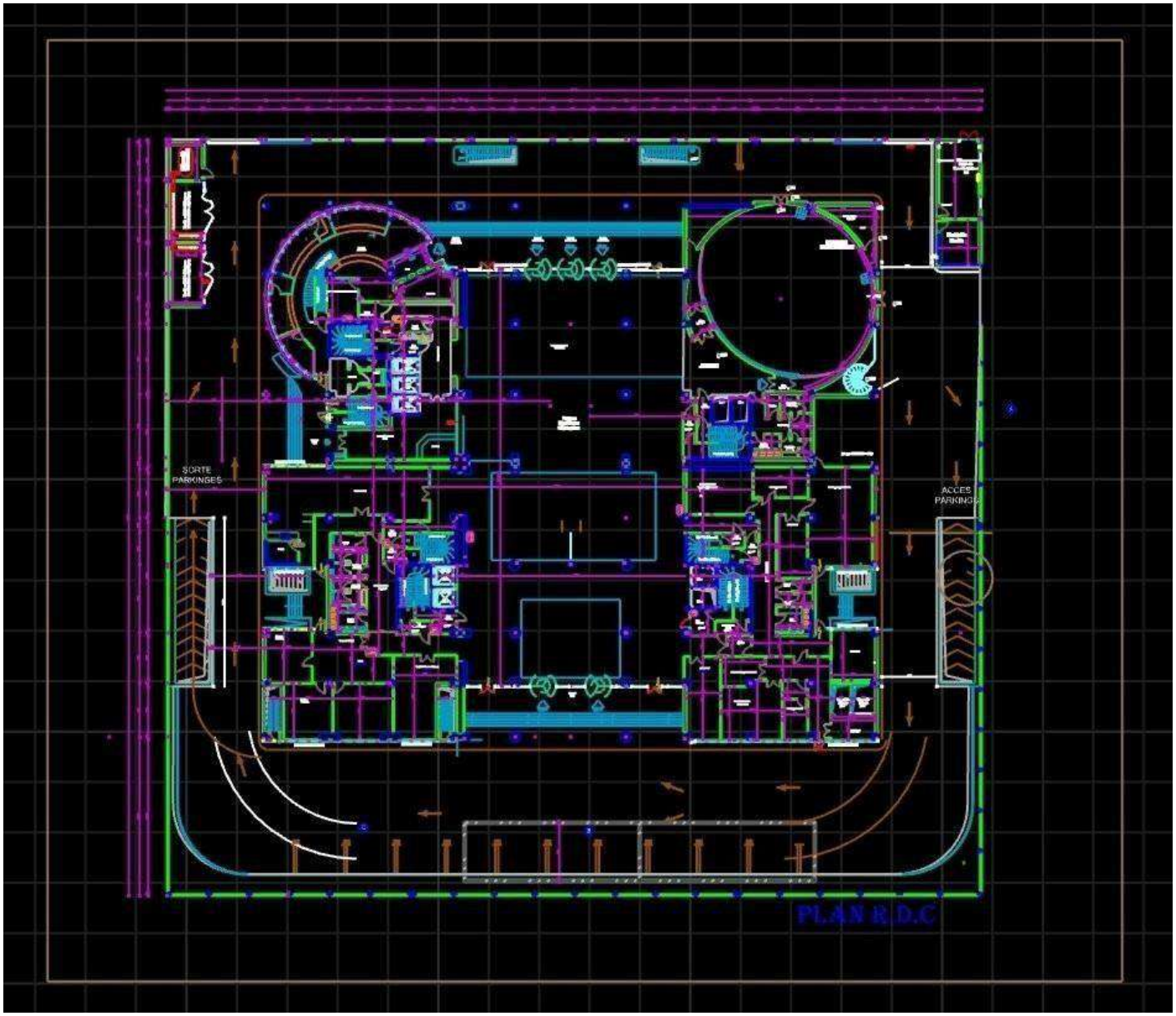


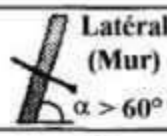
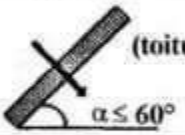
Figure A1 : plan du RDC



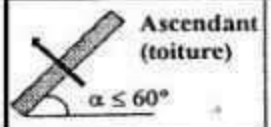
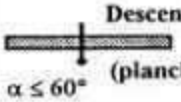
Figure A1 : plan du 1er étage

				Période hivernal		Période estivale	
Zone	Altitude (m)	latitude	Longitude	T° de base (°C)	L'humidité relative φ (%)	T° de base (°C)	L'humidité relative φ (%)
A	19	36.71	3.18	2	72	35	18

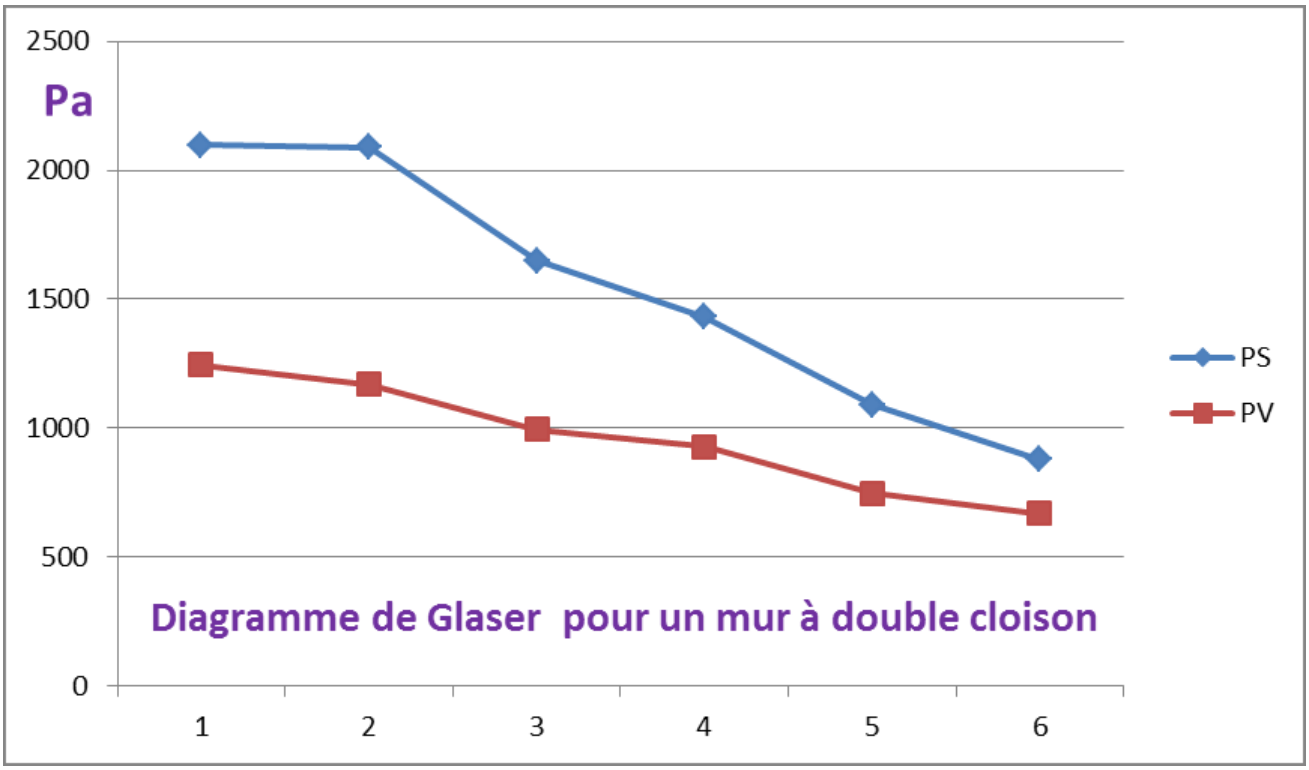
Tableau A.1 : les conditions climatiques extérieures

1/h en m².°C/W	Paroi en contact avec : - l'extérieur, - un passage ouvert, - un local ouvert.			Paroi en contact avec : - un autre local, conditionné ou non conditionné, - un comble, - un vide sanitaire.		
	$1/h_i$	$1/h_e$	$1/h_i + 1/h_e$	$1/h_i$	$1/h_e$	$1/h_i + 1/h_e$
 Latéral (Mur) $\alpha > 60°$	0,10	0,04	0,14	0,10	0,11	0,21
 (toiture) $\alpha \leq 60°$	0,16	0,04	0,20	0,16	0,17	0,33
 (plancher)	0,08	0,04	0,12	0,08	0,09	0,17

TableauA.2 : coefficients de transfert superficiel (été)

1/h en m².°C/W	Paroi en contact avec : - l'extérieur, - un passage ouvert, - un local ouvert.			Paroi en contact avec : - un autre local, chauffé ou non chauffé, - un comble, - un vide sanitaire		
	$1/h_i$	$1/h_e$	$1/h_i + 1/h_e$	$1/h_i$	$1/h_e$	$1/h_i + 1/h_e$
 Latéral (Mur) $\alpha > 60°$	0,11	0,06	0,17	0,11	0,11	0,22
 Ascendant (toiture) $\alpha \leq 60°$	0,09	0,05	0,14	0,09	0,09	0,18
 Descendant (plancher) $\alpha \leq 60°$	0,17	0,05	0,22	0,17	0,17	0,34

TableauA.2 : coefficients de transfert superficiel (hiver)



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 3.3

Zone climatique	Température sèche $TS_{b,e}$ (°C)	Humidité spécifique $HS_{b,e}$ ($g_{vap.}/kg_{as}$)	Ecart diurne E_b (°C)	Température moyenne TS_m (°C)	Ecart 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

Tableau 2.1 : conditions extérieures de base

A2.2. Tableau des gains dus aux occupants:

Degré d'activité	Exemple d'application	Température sèche du local (°C)											
		28		27		26		25		24		21	
		Apports sensibles (Sen) et latents (Lat) en W/pers.											
		Sen	Lat	Sen	Lat	Sen	Lat	Sen	Lat	Sen	Lat	Sen	Lat
Assis, repos	Classe, salle de spectacle	51	51	57	45	62	40	65	37	67	35	76	27
Assis, travail très léger	Logement, bureau, hôtel, amphithéâtre	52 52	79 94	58 58	73 88	63 64	69 83	67 70	65 77	71 74	60 72	83 85	49 62
Debout, marche	Magasin, accueil	60	102	66	96	72	91	68	63	82	80	93	70
Travail léger	Atelier, usine	56	164	64	156	72	148	80	140	86	134	107	113
Travail assez pénible	Atelier, usine, salle de sport	79	214	88	205	97	197	132	161	112	181	135	158
Travail pénible	Atelier, usine, salle de sport	131	293	136	288	142	283	149	277	154	271	177	248

A2.3. Tableau des apports calorifiques dus aux appareils ménagers et de restaurants :

Appareils	Gains à admettre (en W)		
	Sens.	Lat.	Total
Appareils Ménagers			
Four électrique	3000	610	3610
Four micro-onde	1400	-	1400
Cuisinière électrique	3000	1500	4500
Plaque chauffante (Wn = 500 W)	500	280	780
Plaque chauffante (Wn = 1000 W)	1000	560	1560
Télévision	150	-	150
Réfrigérateur (100 l)	100	-	100
Réfrigérateur (200 l)	175	-	175
Machine à laver (3 kg)	3000	1500	4500
Machine à laver (5 kg)	6000	3000	9000
Télévision	150	-	150
Appareils de restaurants			
Percolateurs avec chauffe-eau			
2 percolateurs, 2 litres d'eau	400	140	540
4 percolateurs, 4 litres d'eau	1800	350	2150
Table chauffante (par m² de surface)			
avec chauffe-assiette	2200	1110	3310
sans chauffe assiette	1750	1180	2930
Grille-pain	1900	760	2510
Gril à viandes (250 à 300 mm)	1750	620	2370
Friteuse 5 l d'huile	1200	690	1890
10 l d'huile	3000	1660	4660
Sorbetière Capacité : 50 kg/jour	2730	-	2730
Capacité : 100 kg/jour	1880	-	1880
Four micro-ondes	2630	-	2630

A2.4. Tableau des apports calorifiques dus aux machines de bureaux :

Appareils	*Gains à admettre (en W)*		
	Sens	*Lat*	*Total*
Machine à écrire	90	-	90
Micro-ordinateur (écran compris)	450	-	450
Mini-ordinateur (les valeurs peuvent varier de 2200 à 6600 W)	4400	-	4400
PC portable	15	-	15
PC portable économique	25	-	25
PC portable grand format	35	-	35
Petit serveur	60	-	60
PC économique	100	-	100
PC multimédia	120	-	120
Station de travail	200	-	200
Imprimante Plus de			
5000 lignes/minute	1800	-	1800
300 à 600 lignes/minute	376	-	376
Imprimante à jet d'encre	52	-	52
Imprimante laser	15	-	15
Terminal écran	160	-	160
Machine comptable	105	-	105
Photocopieur 100 cop./h	100	-	100
200 cop./h	200	-	200
500 cop./h	900	-	900
1000 cop./h et plus	1800	-	1800
Machine à tirer des plans			
Vitesse de sortie 40 [m/h]	1000	-	1000
100 [m/h]	1400	-	1400
200 [m/h]	3712	-	3712
400 [m/h]	4640	-	4640
600 [m/h]	6500	-	6500
Rétroprojecteur	400	-	400
Plotter	70	-	70
Projecteur de diapositives	300	-	300
Lecteur de microfilm	520	-	520
Lecteur de microfiches	85	-	85
Fax	62	-	62

Local	*Parois*	*Types*	*Surfaces* (m^2)	*Périmètre* (m)	*K* (w/m.°c)	ΔT (°c)	*Ds* (w)
Salle	**Mur 01**	**Msc**	16.74	-	1,34	0	0
	Mur 02	**Msc**	19.08	-	1,96	0	0
Premier	**Mur 03**	**Msc**	16.74	-	1,96	0	0
Soin/	**Fenêtre**	**Double vitrage**	14.4	-	2,15	19	588.24
	Porte	**Bois**	2	-	2,4	0	0
Infirmerie	**Poteau 01**	**Béton armé**	0.75	-	3,2	19	45.6
	Poteau 02	**Béton armé**	0.39	-	3,2	19	23.71
	Plancher		32	-	2.46	0	0
	Sol		32	*23*	1,8	0	0
la somme des déperditions de transmission Ds							657.55
la somme des déperditions à travers les ponts thermique Dli							131.51
la somme des déperditions par renouvellement d'air Dr							58.28
Déperditions totales du local							**847.34**

Tableau A3.1: les déperditions thermiques du premier Soin/Infirmerie

Local	*Parois*	*Types*	*Surfaces* (m^2)	*Périmètre* (m)	*K* (w/m°C)	ΔT (c^o)	*Ds* (w)
Bureau Médecine	**Mur 01**	**Mdc**	16.74	-	*1,9*	*0*	0
	Mur 02	**Msc**	15.12	-	*1,9*	*0*	0
	Mur 03	**Mdc**	19.8	-	*1,34*	*19*	504.10
	Fenêtre	**Double vitrage**	12.6	-	*2,15*	*19*	514.71
	Porte	**Bois**	2	-	*2,4*		0
	Poteau 01	**Béton armé**	0,75	-	*3,2*	*19*	45.6
	Poteau 02	**Béton armé**	0,49	-	*3,2*	*0*	0
	Terrasse		25	-	*1,04*	*0*	0
	Sol		25	*20*	*1,8*	*0*	0
la somme des déperditions de transmission Ds							1064.41
la somme des déperditions à travers les ponts thermique Dli							212.88
la somme des déperditions par renouvellement d'air Dr							49.55
Déperditions totales du local							**1326.84**

TableauA3.2: les déperditions thermiques du bureau de médecine

Local	Parois	Types	Surfaces (m^2)	Périmètre (m)	K (w/m.°c)	ΔT (c^o)	Ds (w)
Bureau	Mur 01	Mdc	15.66	-	1,34	19	398.70
	Mur 02	Msc	14.95	-	1,9	0	0
	Mur 03	Msc	18.72	-	1,9	0	0
	Mur 04	Msc	10,25	-	1,9	19	370.02
Dentiste	Mur	Double vitrage	15.12	-	2,15	19	620.92
	Porte	Bois	2	-	2,4	0	0
	Poteau 01	Béton armé	0,49	-	3,2	19	29.97
	Poteau 02	Béton armé	00.36	-	3,2	19	21.88
	Terrasse		24	-	1,04	0	0
	Sol		24	19.5	1,8	0	0
la somme des déperditions de transmission Ds							1411.52
la somme des déperditions à travers les ponts thermique Dli							282.30
la somme des déperditions par renouvellement d'air Dr							53.85
Déperdition totale du local							**1747.67**

Tableau A3.3 : les déperditions thermiques du bureau dentiste

Local	Parois	Types	Surfaces (m^2)	Périmètre (m)	K (w/m.°c)	ΔT (c^o)	Ds (w)
Espace	**Mur 01**	**Msc**	2.88	-	*1,9*	*03*	16.41
	Mur 02	**Msc**	*9.54*	-	*1,9*	*03*	54.38
	Mur 03	**Msc**	*8.64*	-	*1,9*	*0*	0
Attente	**Mur 04**	**Msc**	26.46	-	*1,9*	*0*	0
	Mur 05	**Msc**	17.82	-	*1.9*	*0*	0
	Mur 06	**Mdc**	14.94	-	*1.34*	*0*	0
Médecine	**Porte 1**	**Bois**	*2*	-	*2,4*	*19*	91.2
Dentiste	**Porte 2**	**Bois**	*2*	-	*2.4*	*3*	14.4
et infirmerie	**2* (poteau)**	**Béton armé**	*0,49*2*	-	*3,2*	*0*	0
	Poteau 02	**Béton armé**	*0.49*	-	*3,2*	19	0
	Terrasse		*31*	-	*1,04*	*0*	0
	Sol		*31*	*26*	*1,8*	*0*	0
la somme des déperditions de transmission Ds							122.01
la somme des déperditions à travers les ponts thermique Dli							24.40
la somme des déperditions par renouvellement d'air Dr							38.76
Déperditions totales du local							**185.17**

Tableau A3.4: les déperditions thermiques de l'espace attente (médecine dentiste et infirmerie)

Local	Parois	Types	Surfaces (m^2)	Périmètre (m)	K (w/m.°C)	ΔT (c^o)	Ds (w)
Cafeteria	Mur 01	Msc	36.54	-	1,9	19	1319.09
	Mur 02	Msc	18	-	1,9	19	649.80
	Mur 03	Msc	18.72	-	1,9	19	675.79
	Mur 04	Msc	41.54	-	1,9	3	1499.60
	Mur 05	Msc	18.72	-	1.9	3	106.70
	Mur 06	Mdc	36.50	-	1.34	0	0
	Mur 07	Dv	22.68	-	2.15	19	926.48
	2*Porte	Bois	5.1	-	2,4	3	36.72
	3*poteau 1	Béton armé	1.47	-	3,2	19	89.37
	2* poteau 2	Béton armé	0.98	-	3,2	3	9.41
	Terrasse		101	-	1,04	0	0
	Sol		101	54.4	1,8	0	0
la somme des déperditions de transmission Ds							5312.66
la somme des déperditions à travers les ponts thermique Dli							1062.53
la somme des déperditions par renouvellement d'air Dr							134.81
Déperditions totales du local							**6509.99**

Tableau A3.5 : les déperditions thermiques du cafeteria

Local	Parois	Types	Surfaces (m^2)	Périmètre (m)	K (w/m.°C)	ΔT (c^o)	Ds (w)
Hall d'entrée vip et accueil	***Mur 01***	**Msc**	11.52	-	*1,9*	*03*	65.66
	Mur 02	**Msc**	5.94	-	*1,9*	*19*	214.43
	Mur 03	**Béton. A**	10.08	-	*3.2*	*0*	0
	Mur 04	**Mdc**	25.2	-	*1,34*	*03*	101.30
	Mur 05	***Msc***	*10.44*	-	*1.9*	*19*	376.88
	Mur 06	***Mdc***	*37.44*	-	*1.34*	*0*	0
	Mur 07	***Double vitrage***	19.8	-	*2,15*	*03*	127.71
	Porte 01	***Bois***	*2.66*	-	*2,4*	*3*	19.15
	Porte 02	***Bios***	*2.66*	-	*2.4*	*19*	121.29
	02 poteau	***Béton armé***	*2*(0,42)*	-	*3,2*	*0*	0
	01 poteau	***Béton armé***	0.63	-	*3,2*	*19*	38.30
	01 Poteau	***Béton Armé***	0.42	-	3.2	19	25.54
	01 Poteau	***Béton Armé***	0.45	-	3.2	03	4.32
	Terrasse		*46.50*	-	*1,04*	*0*	0
	Sol		*46.50*	*35*	*1,8*	*0*	0
la somme des déperditions de transmission Ds							973.29
la somme des déperditions à travers les ponts thermique Dli							194.66
la somme des déperditions par renouvellement d'air Dr							89.68
Déperditions totales du local							**1257.64**

Tableau A3.6 : les déperditions thermiques du hall d'entrée vip et accueil

Local	*Parois*	*Types*	*Surfaces* (m^2)	*Périmètre* (*m*)	*K* (*w/m.°c*)	ΔT (c^o)	*Ds* (*w*)
Local informatique	***Mur 01***	**Msc**	7.92	-	*1,9*	*0*	0
	Mur 02	**Msc**	7.13	-	*1,9*	*0*	0
	Mur 03	**Béton. a**	7.92	-	*3.2*	*3*	76.03
	Mur 04	**Msc**	7.13	-	*1,9*	*3*	40.64
	Porte	**Bois**	*1.90*	-	*2,4*	*3*	8.1
	Terrasse		*4.35*	-	*1,04*	*0*	0
	Sol		*4.35*	*8.35*	*1,8*	*0*	0
la somme des déperditions de transmission Ds							124.77
la somme des déperditions à travers les ponts thermique Dli							24.95
la somme des déperditions par renouvellement d'air Dr							15.69
Déperditions totales du local							165.41

Tableau A3.7 : les déperditions thermiques du local informatique

Local	Parois	Types	Surfaces (m^2)	Périmètre (m)	K (w/m.°c)	ΔT (c^o)	Ds (w)
Bureau chef de service caisse	***Mur 01***	***Msc***	11.52	-	*1,9*	3	65.66
	Mur 02	***Béton .a***	10.37	-	*3.2*	*3*	99.55
	Mur 03	***Msc***	11.52	-	*1,9*	*0*	0
	Mure 04	***Double vitrage***	11.16	-	*2,15*	3	72.21
	Porte	***Bois***	*1.90*	-	*2,4*	*3*	13.68
	Poteau 01	***Béton armé***	*0,80*	-	*3,2*	*3*	7.68
	Terrasse		*13.20*	-	*1,04*	*0*	0
	Sol		*13.20*	*14.90*	*1,8*	*0*	0
la somme des déperditions de transmission Ds							258.8
la somme des déperditions à travers les ponts thermique Dli							51.75
la somme des déperditions par renouvellement d'air Dr							15.39
Déperditions totales du local							325.94

Tableau A3.8 : les déperditions thermiques du bureau chef service caisse

Local	Parois	Types	Surfaces (m^2)	Périmètre (m)	K (w/m.°c)	ΔT (c^o)	Ds (w)
Bureau **Télé**	***Mur 01***	***DV***	*18.29*	-	*2.15*	*19*	747.15
	Mur 02	***Msc***	7.67	-	*1,9*	*0*	0
	Mur 03	***Msc***	8.78	-	*1,9*	*3*	50.05
	Mur 04	***Msc***	9.9	-	*1,9*	*3*	56.43
	Porte	***Bois***	*2*	-	*2,4*	*0*	0
	Terrasse		*8.95*	-	*1,04*	*0*	0
	Sol		*8.95*	*12*	*1,8*	*0*	0
la somme des déperditions de transmission Ds							853.63
la somme des déperditions à travers les ponts thermique Dli							170.73
la somme des déperditions par renouvellement d'air Dr							36.97
Déperditions totales du local							1061.33

Tableau A3.9 : les déperditions thermiques du bureau télé compensation

Local	Parois	Types	Surfaces (m^2)	Périmètre (m)	K (w/m.°c)	ΔT (°C)	Ds (w)
AGENCE BANCAIRE	Mur 01	DV	18,29	-	2.15	3	117.97
	Mur 02	DV	93.49	-	2.15	19	3819.06
	Mur 03	Msc	27.65	-	1,9	0	0
	Mur 04	BA	18.72	-	3.2	3	179.71
	Mur 05	Msc	32.72	-	1.9	0	0
	Mur 06	Msc	21.34	-	1.9	3	121.64
	Porte	Bois	2	-	2,4	3	14.4
	poteau 01	Béton armé	0,80	-	3,2	3	7.68
	poteau 02	Béton armé	0,80	-	3,2	3	7.68
	Terrasse		108.40	-	1,04	0	0
	Sol		108.40	70	1,8	0	0
la somme des déperditions de transmission Ds							4268.14
la somme des déperditions à travers les ponts thermique Dli							853.63
la somme des déperditions par renouvellement d'air Dr							138.68
Déperditions totales du local							**5260.45**

Tableau A3.10 : les déperditions thermiques de l'agence bancaire

Local	*Parois*	*Types*	*Surfaces* (m^2)	*Périmètre* (*m*)	*K* (*w/m.°c*)	ΔT (c^o)	*Ds* (*w*)
Local	***Mur 01***	***Msc***	*29.52*	-	*1,9*	*0*	0
	Mur 02	***DV***	12.78	-	*2.15*	*19*	522.06
	Mur 03	***Mdc***	29.52	-	*1,34*	*19*	751.58
Ssi	***Mur 04***	***Msc***	*10,25*	-	*1,9*	*03*	58.42
	Porte	***Bois***	*2.66*	-	*2,4*	*3*	19.15
	Poteau 01	***Béton armé***	*0,56*	-	*3,2*	*19*	34.05
	Poteau 02	***Béton armé***	*0,56*	-	*3,2*	*3*	5.38
	Terrasse		*27.20*	-	*1,04*	*0*	0
	Sol		*27.20*	*24.33*	*1,8*	*0*	0
la somme des déperditions de transmission Ds							1390.63
la somme des déperditions à travers les ponts thermique Dli							972.98
la somme des déperditions par renouvellement d'air Dr							27.95
Déperditions totales du local							**2391.56**

TableauA3.11 : les déperditions thermiques du local ssi

Local	Parois	Types	Surfaces (m^2)	Périmètre (m)	K (w/m.°c)	ΔT (c^o)	Ds (w)
Salle préparation légumes	Mur 01	Double V	21.6	-	2.15	19	882.36
	Mur 02	Msc	18.83	-	1,9	0	0
	Mur 03	Msc	21.6	-	1,9	0	0
	Mur 04	Msc	21.06	-	1,9	03	120.04
	Porte	Bois	2.66	-	2,4	3	19.15
	Poteau 01	Béton armé	0,56	-	3,2	03	5.38
	Poteau 02	Béton armé	0,49	-	3,2	19	29.79
	Terrasse		24,96	-	1,04	0	0
	Sol		24,96	18,2	1,8	0	0
la somme des déperditions de transmission Ds							1056.72
la somme des déperditions à travers les ponts thermique Dli							211.34
la somme des déperditions par renouvellement d'air Dr							26.007
Déperditions totales du local							**1294.07**

TableauA3.12 : les déperditions thermiques de la salle préparation légumes

Local	Parois	Types	Surfaces (m^2)	Périmètre (m)	K (w/m.°c)	ΔT (c^o)	Ds (w)
Salle de conférences	Mur 01	Mdc	123.84	-	1,34	19	3152.9
	Mur 02	Mdc	47.30	-	1,34	19	1204.26
	Mur 03	Mdc	46.91	-	1,34	3	188.58
	Mur 04	Mdc	17.75	-	1,34	3	71.35
	3*Fenêtre	Double vitrage	5.04	-	2,15	19	205.88
	Porte 1	Bois	2	-	2,4	19	91.2
	Porte 2	Bois	2.8	-	2.4	19	127.68
	Porte 3	Bois	2.8	-	2.4	0	0
	Porte 4	Bois	2.8	-	2.4	3	20.16
	Poteau 01	Béton armé	0,49	-	3,2	19	29.79
	Poteau 02	Béton armé	0,91	-	3,2	19	55.33
	Poteau 03	Béton armé	0.56	-	3.2	19	34.05
	Terrasse		236.17	-	1,04	0	0
	Sol		236.17	55.63	1,8	0	0
la somme des déperditions de transmission Ds							5181.18
la somme des déperditions à travers les ponts thermique Dli							1036.24
la somme des déperditions par renouvellement d'air Dr							379.75
Déperditions totales du local							**6597.17**

Tableau A3.13 : les déperditions thermiques de la salle de conférence

-Les apports du 1 er étage :

APO : Sud

Salle à manger personnel 1 :

Type de Parois	Heure [h]	ΔTes [°C]	ΔTem [°C]	CΔTe [°C]	α	It,b(36,4°) [W/m^2]	It,b(40°) [W/m^2]	ΔTe(t) [°C]	K [W/m²°C]	S [m^2]	APO [W]
	8	5.5	3.3	6.75	0.75	172.7	217	10.80	2.15	194.5	5419.54
	9	5	2.8					10.30			5168.64
	10	4.4	2.2					9.70			4867.55
	11	5	2.2					9.91			49972.93
	12	5.5	2.2					6.78			3402.27
	13	8.3	3.3					11.77			5906.3
	14	10	5					13.47			6759.38
	15	10	3.3					12.35			6197.35
	16	10	1.1					10.91			5474.74

Salle à manger personnel 3 :

Type de Parois	Heure [h]	ΔTes [°C]	ΔTem [°C]	CΔTe [°C]	α	It,b(36,4°) [W/m^2]	It,b(40°) [W/m^2]	ΔTe(t) [°C]	K [W/m²°C]	S [m^2]	APO [W]
	8	5.5	3.3	6.75	0.75	172.7	217	10.80	2.15	189.5	5280.22
	9	5	2.8					10.30			5035.77
	10	4.4	2.2					9.70			4742.42
	11	5	2.2					9.91			4845.09
	12	5.5	2.2					6.78			3314.80
	13	8.3	3.3					11.77			5754.47
	14	10	5					13.47			6585.61
	15	10	3.3					12.35			6038.03
	16	10	1.1					10.91			5334

Cuisine :

Type de Parois	Heure [h]	ΔTes [°C]	ΔTem [°C]	CΔTe [°C]	α	It,b(36,4°) [W/m^2]	It,b(40°) [W/m^2]	ΔTe(t) [°C]	K [W/m²°C]	S [m^2]	APO [W]
	8	5.5	3.3	6.75	0.75	172.7	217	10.80	2.15	45.32	1262.79
	9	5	2.8					10.30			1204.33
	10	4.4	2.2					9.70			1134.17
	11	5	2.2					9.91			1158.73
	12	5.5	2.2					6.78			792.75
	13	8.3	3.3					11.77			1376.21

	14	10	5					13.47			1574.98
	15	10	3.3					12.35			1444.03
	16	10	1.1					10.91			1275.65

EAST cuisine :

Type de Parois	Heure [h]	ΔTes [°C]	ΔTem [°C]	CΔTe [°C]	α	It,b(36,4°) [W/m^2]	It,b(40°) [W/m^2]	ΔTe(t) [°C]	K [W/m²°C]	S [m^2]	APO [W]
	8	5.5	3.3					10.80			1151.2
	9	5	2.8					9.97			1062.72
	10	4.4	2.2	6.75	0.75	172.7	217	9.70	1.96	45.32	1033.94
	11	5	2.2					9.91			1053.64
	12	5.5	3.3					10.80			1151.2
	13	8.3	3.3					11.77			1254.59
	14	10	5.5					13.79			1469.91
	15	10	0.5					5.20			554.28
	16	10	1.1					10.91			1163.38

Salle à manger vip :

Type de Parois	Heure [h]	ΔTes [°C]	ΔTem [°C]	CΔTe [°C]	α	It,b(36,4°) [W/m^2]	It,b(40°) [W/m^2]	ΔTe(t) [°C]	K [W/m²°C]	S [m^2]	APO [W]
	8	5.5	3.3					10.80			3053.01
	9	5	2.8					9.97			2818.38
	10	4.4	2.2	6.75	0.75	172.7	217	9.70	1.96	120.19	2742.06
	11	5	2.2					9.91			2801.44
	12	5.5	3.3					10.80			3053.01
	13	8.3	3.3					11.77			3327.22
	14	10	5.5					13.79			3898.25
	15	10	0.5					5.20			1469.97
	16	10	1.1					10.91			3084.11

Salle conférences :

Type de Parois	Heure [h]	ΔTes [°C]	ΔTem [°C]	CΔTe [°C]	α	It,b(36,4°) [W/m^2]	It,b(40°) [W/m^2]	ΔTe(t) [°C]	K [W/m²°C]	S [m^2]	APO [W]
	8	5.5	3.3					10.80			9065.83
	9	5	2.8					9.97			8369.1
	10	4.4	2.2					9.70			8142.45
	11	5	2.2			172.7	217	9.91			8318.73
	12	5.5	3.3	6.75	0.75			10.80	1.96	356.9	9065.83
	13	8.3	3.3					11.77			9880.07
	14	10	5.5					13.79			11575.72
	15	10	0.5					5.20			4365.02
	16	10	1.1					10.91			8553.77

Nord :

Salle conférences :

Type de Parois	Heure [h]	ΔTes [°C]	ΔTem [°C]	CΔTe [°C]	α	It,b(36,4°) [W/m^2]	It,b(40°) [W/m^2]	ΔTe(t) [°C]	K [W/m²°C]	S [m2]	APO [W]
	8	5.5	0					8.64			7255.2
	9	5	0					8.47			7109.96
	10	4.4	0			172.7	217	8.26			6933.68
	11	5	0	6.75	0.75			8.47	1.96	356.9	7109.96
	12	5.5	0					8.64			725.66
	13	8.3	0					9.6			8058.51
	14	10	0					10.19			8478.23
	15	10	0.5					10.52			8830.79
	16	10	1.1					10.91			9158.16

Bureau :

Type de Parois	Heure [h]	ΔTes [°C]	ΔTem [°C]	CΔTe [°C]	α	It,b(36,4°) [W/m2]	It,b(40°) [W/m^2]	ΔTe(t) [°C]	K [W/m²°C]	S [m^2]	APO [W]
	8	5.5	5.5	6.75	0.75	172.7	217	12.25	1.96	186.12	5362.48
	9	5	0					8.47			3707.77
	10	4.4	0					8.26			3615.85
	11	5	0					8.47			3707.77
	12	5.5	0					8.64			3782.19
	13	8.3	0					9.6			4202.44
	14	10	0					10.19			4460.71
	15	10	0.5					10.52			4486.98
	16	10	1.1					10.91			4460.71

Ouest :

Bureau

Type de Parois	Heure [h]	ΔTes [°C]	ΔTem [°C]	CΔTe [°C]	α	It,b(36,4°) [W/m2]	It,b(40°) [W/m^2]	ΔTe(t) [°C]	K [W/m²°C]	S [m^2]	APO [W]
	8	5.5	3.3	6.75	0.75	172.7	217	10.8	2.15	186.12	5186.04
	9	5	3.3					10.63			5104.41
	10	4.4	3.3					10.42			4917.14
	11	5	3.3					10.63			5104.41
	12	5.5	3.3					10.8			5186.04
	13	8.3	5					12.88			6184.84
	14	10	5.5					13.79			6621.81
	15	10	5.5					13.79			6621.81
	16	10	5.5					13.79			6621.81

Salle à manger personnels 2 :

Type de Parois	Heure [h]	ΔTes [°C]	ΔTem [°C]	CΔTe [°C]	α	It,b(36,4°) [W/m^2]	It,b(40°) [W/m^2]	ΔTe(t) [°C]	K [W/m²°C]	S [m^2]	APO [W]
	8	5.5	3.3	6.75	0.75	172.7	217	10.8	1.96	189.5	4813.6
	9	5	3.3					10.63			4737.83
	10	4.4	3.3					10.42			4644.23
	11	5	3.3					10.63			4737.83
	12	5.5	3.3					10.8			4813.6
	13	8.3	5					12.88			5740.66
	14	10	5.5					13.79			6146.25
	15	10	5.5					13.79			6146.25
	16	10	5.5					13.79			6146.25

Salle à manger personnels 1 :

Type de Parois	Heure [h]	ΔTes [°C]	ΔTem [°C]	CΔTe [°C]	α	It,b(36,4°) [W/m^2]	It,b(40°) [W/m^2]	ΔTe(t) [°C]	K [W/m²°C]	S [m^2]	APO [W]
	8	5.5	3.3	6.75	0.75	172.7	217	10.8	2.15	194.5	5419.54
	9	5	3.3					10.63			5334.24
	10	4.4	3.3					10.42			5228.86
	11	5	3.3					10.63			5334.24
	12	5.5	3.3					10.8			5419.59
	13	8.3	5					12.88			6463.31
	14	10	5.5					13.79			6919.95
	15	10	5.5					13.79			6919.95
	16	10	5.5					13.79			6919.95

Les parois intérieures :
APO = K éte × Sint ×ΔT
APO=1.96×922.32×14=25308.46 [W]
Les portes :
APO = K éte × Sint ×ΔT
APO =2.41×56.81×4=5268.48 [W]

AVT :

Orient	Heure [h]	Kété[W/m²°C]	Souv [m^2]	TSe(t) [°C]	TSb,i[°C]	AVT[W]
sud	8	2.15	219.6	27.07	24	1739.36
	9			28.33		2453.23
	10			29.68		3218.1
	11			30.85		3880.99
	12			32.11		4594.86
	13			33.39		5320.07
	14			34		5665.68
	15			34		5665.68
	16			34		5665.68

Orient	Heure [h]	Kété [W/m²°C]	Souv [m^2]	TSe(t) [°C]	TSb,i[°C]	AVT[W]
East	8	1.96	190.08	27.07	24	1148.08
	9			28.33		1619.28
	10			29.68		2124.13
	11			30.85		2561.68
	12			32.11		3032.88
	13			33.39		3511.55
	14			34		3739.68
	15			34		3739.68
	16			34		3739.68

Orient	Heure [h]	Kété [W/m²°C]	Souv [m^2]	TSe(t) [°C]	TSb,i[°C]	AVT[W]
Nord	8	1.96	68.4	27.07	24	302.38
	9			28.33		426.48
	10			29.68		559.45
	11			30.85		674.69
	12			32.11		798.8
	13			33.39		924.87
	14			34		984.96
	15			34		984.96
	16			34		984.96

Orient	Heure [h]	Kété[W/m²°C]	Souv [m^2]	TSe(t) [°C]	TSb,i[°C]	AVT[W]
Nord	8	2.15	79.2	27.07	24	627.31
	9			28.33		884.77
	10			29.68		1160.62
	11			30.85		1397.65
	12			32.11		1657.16
	13			33.39		1918.71
	14			3 4		2043.36
	15			34		2043.36
	16			34		2043.36

Orient	Heure [h]	Kété[W/m²°C]	Souv [m^2]	TSe(t) [°C]	TSb,i[°C]	AVT[W]
Nord	8	2.15	75.45	27.07	24	597.60
	9			28.33		842.88
	10			29.68		1105.67
	11			30.85		1333.42
	12			32.11		1578.7
	13			33.39		1827.86
	14			34		1946.61
	15			34		1946.61
	16			34		1946.61

Orient	Heure [h]	Kété[W/m²°C]	Souv [m^2]	TSe(t) [°C]	TSb,i[°C]	AVT[W]
Ouest	8	2.15	164.73	27.07	24	1304.76
	9			28.33		1840.26
	10			29.68		2414.01
	11			30.85		2911.27
	12			32.11		3446.77
	13			33.39		3990.78
	14			34		4250.03
	15			34		4250.03
	16			34		4250.03

AI :

Salle	Occupants	Machine électrique	Eclairage
Bureau	8 Occupants assis - léger	8*micro ordinateur	16 (w/m²)
	sens 8X71 =568 W Lat 8x60=480 Tot=1048 [w]	8x450 =3600 [w]	182.16x16= 2914.56 [w]
Salle conférence	Assis repos		16 (w/m²)
	Sens 67 [w] Lat 35 [w] Tot 102 [w]		66.63x16=1066.08
Sale VIP	Assis repos		25(w/m²)
	Sens 67 w Lat 35 w Tot 102 w		153.06x25 = 3826.5 w
Cuisine	Assis, travail très léger	-Four électrique -Cuisinière électrique -Plaque chauffante -Réfrigérateur -Machine à laver -2percolateurs 2litres d'eau	16 25(w/m²)
	SENS 71 W LAT 60 W TOT 131 W	Sens : 3000+3000+500+100+6000+400+450= 13450 w Lat : 610+1500+1500+3000+140=6750 w Tot =20200 w	16x7.77=123.2 w
Salle à manger VIP	Assis repos		1616 25(w/m²)
	Sens 67 w Lat 35 w Tot 102 w		120.19x16= 1923.04 w
Salle à manger (3)	Assis repos		16(w/m²)
	Sens 67 w Lat 35 w Tot 102 w		171.29x16= 2740.64 w
Salle à manger personnel 2	Assis repos		16(w/m²)
	Sens 67 w Lat 35 w Tot 102 w		189.5x16= 3032 w
Salle à manger (1)	Assis repos		16(w/m²)
	Sens 67 w Lat 35 w Tot 102 w		194.85x16=3117.6
AI tot			42312.34

AREN :

Designation du local	Volume	Qvan	Tse	Tsb,i	ARENs
Bureau	655.77	393.46	35	24	1384.97
			HSb,e	HSb,i	ARENl
			14.5	45	0

Designation du local	Volume	Qvan	Tse	Tsb,i	ARENs
Salle à manger (1)	700.2	420.16	35	24	1478.96
			HSb,e	HSb,i	ARENl
			14.5	45	0

Designation du local	Volume	Qvan	Tse	Tsb,i	ARENs
Salle à manger personnel (2)	682.2	409.32	35	24	1440.80
			HSb,e	HSb,i	ARENl
			14.5	45	0

Designation du local	Volume	Qvan	Tse	Tsb,i	ARENs
Salle à manger (3)	616.64	369.98	35	24	1302.32
			HSb,e	HSb,i	ARENl
			14.5	45	0

Désignation du local	Volume	Qvan	Tse	Tsb,i	ARENs
Salle à manger VIP	432.68	259.61	35	24	913.82
			HSb,e	HSb,i	ARENl
			14.5	45	0

Designation du local	Volume	Qvan	Tse	Tsb,i	ARENs
Cuisine	27.72	16.63	35	24	58.53
			HSb,e	HSb,i	ARENl
			14.5	45	0

Designation du local	Volume	Qvan	Tse	Tsb,i	ARENs
Salle VIP	551.01	330.6	35	24	1163.74
			HSb,e	HSb,i	ARENl
			14.5	45	0

Designation du local	Volume	Qvan	Tse	Tsb,i	ARENs
Salle conférence	239.86	143.92	35	24	506.6
			HSb,e	HSb,i	ARENl
			14.5	45	0

AINF :

Designation du local	Volume	Qvinf	Tse	Tsb,i	AINFs
Salle conférence	239.86	217.4	35	24	765.24
			HSb,e	HSb,i	AINFl
			14.5	45	0

Designation du local	Volume	Qvinf	Tse	Tsb,i	AINFs
Salon VIP	551.01	489.88	35	24	1724.37
			HSb,e	HSb,i	AINFl
			14.5	45	0

Designation du local	Volume	Qvinf	Tse	Tsb,i	AINFs
Cuisine	27.72	148.42	35	24	522.43
			HSb,e	HSb,i	AINFl
			14.5	45	0

Designation du local	Volume	Qvinf	Tse	Tsb,i	AINFs
Salle à manger VIP	432.68	425.77	35	24	1498.71
			HSb,e	HSb,i	AINFl
			14.5	45	0

Designation du local	Volume	Qvinf	Tse	Tsb,i	AINFs
Salle à manger (3)	616.64	195.6	35	24	688.51
			HSb,e	HSb,i	AINFl
			14.5	45	0

Designation du local	Volume	Qvinf	Tse	Tsb,i	AINFs
Salle à manger personnel (2)	682.2	189.9	35	24	668.44
			HSb,e	HSb,i	AINFl
			14.5	45	0

Designation du local	Volume	Qvinf	Tse	Tsb,i	AINFs
Salle à manger (1)	700.2	145.9	35	24	513.56
			HSb,e	HSb,i	AINFl
			14.5	45	0

Designation du local	Volume	Qvinf	Tse	Tsb,i	AINFs
Bureau	670.03	775.37	35	24	2729.3
			HSb,e	HSb,i	AINFl
			14.5	45	0

A4. Tableau des caractéristiques techniques des unités intérieures (catalogue Daikin VRV) :

UNITÉ INTÉRIEURE				*FXZQ15A	*FXZQ20A	*FXZQ25A	*FXZQ32A	*FXZQ40A	*FXZQ50A
Puissance frigorifique	Nom.		kW	1,7	2,2	2,8	3,6	4,5	5,6
Puissance calorifique	Nom.		kW	1,9	2,5	3,2	4,0	5,0	6,3
Puissance absorbée - 50 Hz	Rafraîchissement	Nom.	kW	-	-	-	-	-	-
	Chauffage	Nom.	kW	-	-	-	-	-	-
Dimensions	Unité	H x L x P	mm	260 x 575 x 575					
Poids	Unité		kg	17,5	17,5	17,5	18	18	18
Panneau décoratif	Modèle			BYFQ60CW/BYFQ60CS/BYFQ60B2					
	Couleur			Blanc frais (N9.5)/Blanc frais (N9.5) + Argent (B471)/Blanc pur (RAL 9010)					
	Dimensions	H x L x P	mm	46 x 620 x 620 / 46 x 620 x 620 / 55 x 700 x 700					
	Poids		kg	2,7/2,7/2,7					
Ventilateur-Débit d'air - Si Hc	Rafraîchissement	Haut/Nom./Bas	m^3/min	8,5/7/6,5	8,7/7,5/6,5	9/8/6,5	10/8,5/7	11,5/9,5/8	14,5/12,5/10
Niveau de puissance sonore	Rafraîchissement	Nom.	dBA	49	49	50	51	54	60
Niveau de pression sonore	Rafraîchissement	Haut/Nom./Bas	dBA	31,5/28/25,5	32/29,5/25,5	33/30/25,5	33,5/30/26	37/32/28	43/40/33
Réfrigérant	Type			R-410A					
Raccords de tuyauterie	Liquide/DE/Gaz/DE/Évacuation		mm	6,35/12,7/VP20 (D.I. 20/D.E. 26)					
Alimentation électrique	Phase/Fréquence/Tension		Hz/V	1~ / 50/60 / 220-240/220					
Courant-50 Hz	Ampérage maximum de fusible (MFA)		A	-	-	-	-	-	-