الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DR. YAHIA FARES DE MEDEA

FACULTE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE

Département du Génie de la Matière
Filière de Génie Mécanique



Mémoire de Fin d'Études

Présenté pour l'obtention du Diplôme
de Master en Génie Mécanique

Option : Énergétique Et Thermique Des Systèmes

THEME

Etude et dimensionnement d'une installation de climatisations d'une bibliothèque Communale

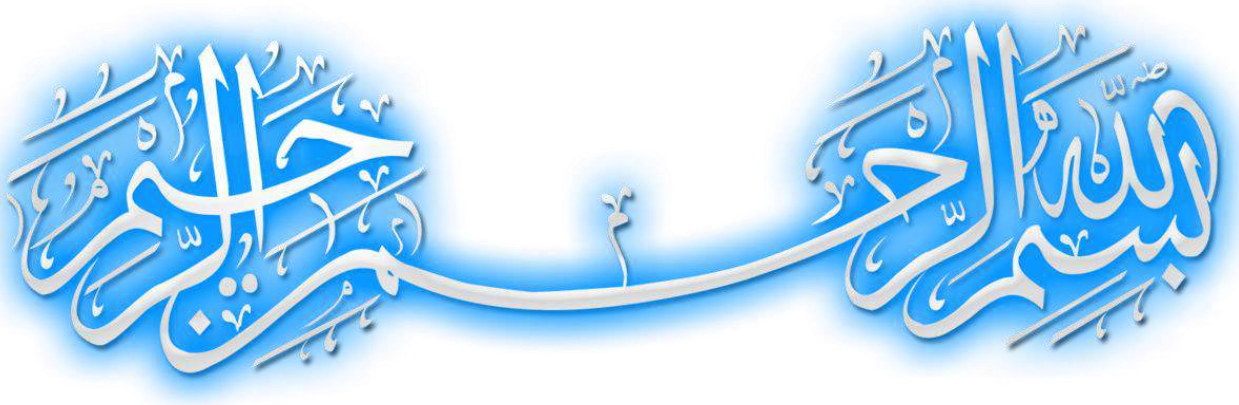
Proposé et dirigé par,

Mr. Mohamed KHEZRANE

Préparé et présenté par,

Mr. Osema BOURADJI

Année Universitaire 2014-2015


بسم الله الرحمن الرحيم

REMERCIEMENTS

Je tiens tout d'abord à remercier « Dieu » le tout puissant.

Mes plus sincères remerciements vont également à mon encadrant Monsieur Mohamed KHEZRANE pour la qualité de son encadrement et ses encouragements qui ont été indispensables pour garder le moral dans les moments les plus compliqués, pour ses brillantes intuitions et pour l'optimisme qu'il a su me transmettre.

Je souhaite également remercier les membres du jury qui ont bien voulu consacrer une partie de leur temps à ma mémoire.

Merci à mes collègues et amis avec lesquels j'ai beaucoup partagé, en particulier.

Un grand merci à toute ma famille, et surtout à mes parents, mes frères et à mes sœurs, merci pour votre soutien inconditionnel.

Dédicace

Je dédie ce modeste travail :

- *À mes très chers parents (Que Dieu Les Garde Pour Nous).*
- *À mes sœurs : Khouloud, Rihab, Bouchra*
- *À mes frères : nadir et Mohamed*
- *À mon petit cœur*
- *À mes cousins et cousines*
- *À toute la famille Bouradji et Boulbadaoui*
- *À mes Amies : Aabdessamed, Hichem, Ayoub, Youcef, Abdelbasset, Mohamed*
- *À mes amies de Génie mécanique*
- *À mes collègues : Ben Lakhdar Abdelkadir et Mekki Med Amine*

Liste des figures

I. Désignation et Conception De L'immeuble

Figure I.1: Situation géographique du projet …..…….. 06

II. Confort thermique

Figure II.1: Pourcentage de personnes insatisfaites en fonction du vote moyen prévisible ……..…….….20

Figure II.2 : Température opérative idéale en fonction de l'habillement et du métabolisme [EN ISO 7730]..24

Figure II.3 : Températures opératives intérieures observées et prédites issues de la base de données RP-884 pour des bâtiments ventilés mécaniquement ……...……26

Figure II.4 : Températures opératives intérieures observées et prédites issues de la base de données RP-884 pour des bâtiments ventilés naturellement……..26

Figure II.5 : gamme de température opératives intérieures acceptables selon la norme ASHRAE 55 pour les bâtiments ventilés naturellement ……..……..27

Figure II.6 : Déférence entre confort intérieur et confort extérieur ……..…….28

III. Etude De La Condensation Superficielle De La Masse

Figure III. 1: Schéma du transfert de chaleur conductif……...……...…….....38

Figure III. 2:Schéma du transfert de chaleur convectif……...…...…....38

Figure III. 3:Schéma du transfert de chaleur radiatif ….……...…….. 39

Figure III. 4 : Diagramme de Glaser pour MDC ……..……...…… 47

Figure III. 5 : Diagramme de Glaser pour un poteau…….…….…….…..48

Figure III. 6 : Diagramme de Dalles sans faux plafond…….…….…….....49

IV. Calcul Du Bilan Thermique De L'immeuble

Figure IV. 1 : Schéma Représente les déperdition par transmission …...……...……...……..…51

V. Choix de Système de Climatisation

Figure. V.1. Schéma d'une installation VRV …….……...90

Figure. V.2. unité externe MDS450T …….……..96

Figure. V.3. unité interne MDS CS ……97

Liste de Tableau

I. Désignation et Conception De L'immeuble

Tableau I.1. Donnes graphique……...…..… 06
Tableau I.2. Condition extérieurs.…….……...…..….. 07
Tableau I.3. Conditions intérieures.…….…….……...….....….. 07
Tableau I.4. Donnée de RDC.…….……..……....…….. 08
Tableau I.5. Données 1er étages …….…….……..…….…….. 08

II. Confort thermique

Tableau II.1 paramètres intervenant dans le calcul du bilan thermique selon le model de Fanger ...16
Tableau .II.2. Quatre catégories pour le climat environnant et critères de conception pour chacune..21
Tableau II.3. Critères à respecter dans le cas de rayonnement asymétriques …….23
Tableau II.4. Température perçue «T_P » et stress thermique …….…….31
Tableau II.5. Comparaison entre T_P et T_{PE} ……...……...33
Tableau II.6. Echelle de température selon la charge thermo-physiologique pour UTCI …….35

III. Etude De La Condensation Superficielle De La Masse

Tableau III. 1 : Température de rosées ……...……..….. 41
Tableau III. 2 : comparaison entre Tpi et Tri …….…….....….. 42
Tableau III. 3 : Pression de saturation entre les couches du Mur à double cloison …….....….. 45
Tableau III. 4 : Pression de saturation entre les couches du poteau …….....….. 45
Tableau III. 5 : Pression de saturation entre les couches de la dalle sans faux plafond ...……..….. 45
Tableau III. 6 : Pression partielle entre les couches de Mur à double cloison ……...…….....….. 47
Tableau III. 7 : Pression partielle entre les couches du poteau ……...…….....….. 48
Tableau III. 8: Pression partielle entre les couches de la dalle sans faux plafond …….....….. 49

IV. Calcul Du Bilan Thermique De L'immeuble

Tableau IV. 1 : Déperditions thermiques à travers les différentes parois de salle de lecture N°1 … 57
Tableau IV. 2 : Déperditions thermiques à travers différentes parois vers de salle de lecture N°2 ...57
Tableau IV. 3 : Déperditions thermiques à travers les différentes parois de chaufferie …… 58
Tableau IV. 4 : Déperditions thermiques à travers les différentes parois d'Entretien ……....58
Tableau IV. 5 : Déperditions thermiques à travers les différentes parois de Stockage ……..… 58
Tableau IV. 6 : Hall avec l'extérieur ……..59
Tableau IV. 7 : Déperditions thermiques à travers les différentes parois de Salle de répertoire … 59
Tableau IV. 8 : Déperditions thermiques à travers les différentes parois de Bureau 01……....59
Tableau IV. 9 : Déperditions thermiques à travers les différentes parois de Bureau 02 …… 60
Tableau IV. 10 : Déperditions thermiques à travers les différentes parois de Bureau 03……...60
Tableau IV. 11 : Déperditions thermiques à travers les différentes parois de Médiathèque ……...60

Tableau IV. 12 : Déperdition vide avec l'extérieur ……..……...61
Tableau IV. 13 : Déperdition pour la caisse + WC avec l'extérieur ……..…….……...61
Tableau IV. 14 : Plancher de terrasse avec l'extérieur ……...61
Tableau IV. 15 : Déperditions de renouvellement d'air …….…..... 61
Tableau IV. 16 : Déperditions thermique à travers les différents locaux du RDC …….…….....62
Tableau IV. 17 : Déperditions thermique à travers les différents locaux du 1er étage ……..…...62
Tableau IV. 18 : Les différents coefficients pour les vérifications réglementaires .…….…….....63
Tableau IV.19. Les gains internes pour un occupant……...……68
Tableau IV.20. Pour calculer ces dégagements……..……..69
Tableau IV.21. Apports dus à l'éclairage……70
Tableau IV.22. Les infiltrations par les portes et fenêtres……...72
Tableau IV.23. Apports à travers les différentes parois de l'entretien……...73
Tableau IV.23. Apports à travers les différentes parois de la salle de lecture……...……74
Tableau IV.24. Apports à travers les différentes parois de la salle de lecture enfant……...75
Tableau IV.25.Apports à travers les différentes parois de la salle de prêt…….75
Tableau IV.26.Apports à travers les différentes parois bureau 3……76
Tableau IV.27.Apports à travers les différentes parois bureau 2……76
Tableau IV.28.Apports à travers les différentes parois bureau 1……77
Tableau IV.29.Apports à travers les différentes parois salle de répertoire audio-visuel……78
Tableau IV.30.Apports à travers les différentes parois médiathèque…….79
Tableau IV.31.Valeur de NPVI, réf…….……81
Tableau IV.32. La vérification réglementaire RDC…….…82
Tableau IV.33. La vérification réglementaire 1er Etage…….…82

V. Choix de Système de Climatisation

Tableau V.1. Paramètres de soufflage du RDC+1er étage……..……94
Tableau V.2. Paramètres de soufflage du RDC+1er étage……...……..……95
Tableau V.3. Nombre de l'appareillage dans les locaux…….97

Résume:

Ce travail porte sur le calcule et le dimensionnement d'une installation de climatisation pour un immeuble à usage administratif. Cette étude s'intéresse d'une part au calcul des bilans thermique hivernale et estival pour chaque local en utilisant le règlement (D.T.R), ainsi qu'aux réseaux aéraulique. D'autre part, au choix des systèmes de climatisation, de ventilation et de régulation.

Mots-clés : Confort thermique, ventilation et conditionnement d'air, bilan thermique, conception et dimensionnement.

Summary:

This study is interestedon one hand in the calculation of the wintry and summery heat balances for everyspace by using the D.T.R, as well as to aeraulics network. On the other hand, in thec hoice of the air conditioning systems, ventilation and regulation.

Keywords: Thermal comfort, ventilation and air conditioning, heat balance, design and sizing

ملخص:

يركز هذا العمل على تحليل وتصميم نظام تكييف هواء لمبنى ذو استعمال إداري وتركز هذه الدراسة من جهة على حساب الحوصلة الحرارية في فصل الشتاء والصيف لكل غرفة باستخدام قواعد أنظمة تكييف الهواء و التهوية وأنظمة التحكم

الكلمات المفتاحية: الراحة الحرارية التهوية وتكييف الهواء الحوصلة الحرارية التصميم و التحجيم

Table des Matières

Résumé……I

Summary……..……II

Liste des figures…….…...……IV

Liste des tableaux…….……..…VIII

Notations…….……..…IX

Introduction Générale……..…….…….…… 01

I. DESIGNATION ET CONCEPTION DE L'IMMEUBLE

I.1. Introduction ……...…….…….. 04

I.2. Présentation de projet et le site ……....…….……... 05

I.3. Bute de projet……...……...……...……. 06

I.4. Les conditions climatiques extérieures……..… 06

I.5. Les conditions climatiques d'intérieures…….…….……. 07

I.6. Cahier de charges de l'immeuble …….……...…….. 08

II. Confort thermique

II.1. Introduction …….……..10

II.2. Définition de confort thermique ……...……11

II.2.1 Le confort thermique intérieur ……..12

II.2.1.1 Définition du confort thermique intérieur ……...12

II.2.1.2 Principaux indices de confort thermique intérieur ..……13

II.2.1.3 Modèle de Fanger (pour les bâtiments ventilés mécaniquement) …….……15

II.2.1.4 Limites du modèle de Fanger ……..24

II.2.1.5. Le standard de confort adaptatif (pour les bâtiments ventilés naturellement) ……..26

II.3. Le confort thermique extérieur ……27

II.3.1. Définition du confort thermique extérieur ……27

II.3.2. Principaux indices de confort thermique extérieur ……29

II.4.Conclusion ……...……36

III.ETUDE DE LA CONDENSATION SUPERFICIELLE DE LA MASSE

III.1. Rappels sur les transferts des chaleur ……..……...……...… 37

III.1.1. Introduction ……..……..…… 37

III.1.2.Transfert par conduction ……...…….…..…… 37

III.1.3. Transfert par convection …….…….... 38

III.1.4. Transfert par rayonnement …….. 39

III.1.5. Calcul des coefficients de transfert thermique surfaciques « k » pour les différentes parois ……...…….…. 39

III.1.6. Vérification de la résistance thermique …….…….. 40

III.2. La condensation superficielle…….…… 41

III.3. La condensation dans la masse ……... 42

III.3.1.Calcul de température de chaque couche dont les parois sont en contact avec l'extérieur …….…...…….. 43

III.3.1.1.mur à double cloison……...……...…….……..…….... 43

III.3.1.2.Poteau…….…….…...…….....….…… 44

III.3.1.3.Dalle sans faux plafond ……..……..…… 44

III.3.2. Calcul de pressions de saturation de chaque couche dont les parois sont en contact avec l'extérieur …….…….…… 45

III.3.2.1.Mur à double cloison …….……..…… 45

III.3.2.2.Pouteau …….…….....……... 45

III.3.2.3.Dalle sans faux plafond ……..... 45

III.3.3. Calcul de la pression partielle pour chaque couche dont les parois sont en contact avec l'extérieur …….……..…. 46

III.3.3.1. Mur à double cloison ……. 47

III.3.3.2.Poteau……..…….……..…….…… 48

III.3.3.3.Dalle sans faux plafond ……..…… 49

IV.CALCUL DU BILAN THERMIQUE DE L'IMMEUBLE

IV.1. Introduction ……..……..……. 51

IV.2.Calcul des déperditions ...…… 52

IV.2.1.Méthode de calcul ……...……..…..… 52

IV.2.2.Calcul des déperditions de base par transmission……...…….……... 52

IV.2.2.1.Les déperditions surfacique par transmission à travers les parois ……....….. 53

IV.2.2.2.Les déperditions à travers les ponts thermiques ……..…….….. 53

IV.2.2.3. Les déperditions par transmission à travers les paroisen contact avec le sol ….… 53

IV.2.2.4. Les déperditions à travers les parois en contact avec des locaux non chauffés …..53

IV.2.2.5.Calcul des températures de locaux non chauffés…….....……... 54

IV.2.3. Les déperditions par renouvellement d'air……...……..... 54

IV.2.4.Vérification réglementaire …….……..……..…….. 63

IV.3. Calcul des apports ……..……..64

IV.3.1. Principe et méthode de calcule des apports thermique ……64

IV.3.2. Apports à travers les parois opaques ……66

IV.3.3. Apports à travers les parois vitrées ……..66

IV.3.4. Apports de chaleur internes ……67

IV.3.5.Calcul des apports internes ……..……68

IV.3.6. Apports de chaleur par introduction d'air extérieur ……70

IV.3.7.Vérification réglementaire …….……..…..80

IV.3.8.Apports de référence des parois opaques verticales …….……80

VI.3.8.1. Apports de référence des parois vitrées ……81

IV.4.Conclusion ……...……..……83

V. CHOIX DE SYSTEME DE CLIMATISATION

V.1. Introduction ……..……..85

V.1.1 Systèmes centralisé (tout air) ……86

V.1.2. Systèmes semi centralisé ……...86

V.1.3. Systèmes décentralisé ……..……..86

V.2. Choix De Système De Climatisation ……..……86

V.2.1. Introduction ……...86

V.2.2. Systèmes VRV (Volume de Réfrigération Variable) ……87

V.2.2.1. Définition ……...……87

V.2.2.2 .Système (VRV) 2 tubes 3 tubes ……87

V.2.2.3. Maintenance sur une installation VRV ……..88

V.2.2.4. Application des systèmes VRV……..88

V.2.2.6. Flexibilité des systèmes VRV pour l'immobilier de bureau ……..89

V.2.2.7.Différences essentielles entre une solution VRV et une solution type eau glacé …...89

I.2.2.8. Les principaux avantages du VRV :(Selon les fabricants) ……..……90

V.3. calcul des paramètres d'air ……..……91

V.3.1. Les paramètre de soufflages ……..……..……91

V.3.2. Calcul du débit de soufflages ……92

V.3.3. Calcul de débit d'air neuf ……93

V.3.4. Calcul du débit d'air recyclé ……93

V.3.5.période estivale ……..……94

V.3.6. période hivernale ……..95

V.3.7. Choix de l'appareillage ……96

V.3.8.Nombre de l'appareillage dans les locaux ……...97

Les principaux symboles et abréviations utilisés sont présentés ci-après :

Majuscules latines		
Symbole	**Signification**	**Unité**
A	Apports calorifiques	W
AE	Apports calorifiques effectifs	W
AI	Apports calorifiques internes.	W
APO	Apports calorifiques par une paroi opaque	W
AREN	Apports calorifiques dus au renouvellement d'air	W
AINF	Apports calorifiques dus aux infiltrations d'air extérieur	W
AT	Apports calorifiques totaux	W
AV	Apports calorifiques à travers les parois vitrées	W
AVE	Apports par rayonnement solaire à travers les parois vitrées	W
AVT	Apports par transmission à travers les parois vitrées	W
BF	Facteur de by-pass	-
C	Coefficient de correction	(selon les cas)
CS	Coefficient de simultanéité	-
D	Diamètre	m
E	Ecart diurne	°C
DH	Degré hygrométrique	-
ENT	Enthalpie	kJ/kg
EAT	Ecart annuel de température	°C
FS	Facteur solaire	-
HR	Humidité relative	%
HS	Humidité spécifique d'air	gvap./kgas
I	Rayonnement	W/m²
K	Coefficient surfacique de transmission calorifique	W/m².°C
L	Latitude	degré
M	Masse rapportée à la surface du plancher	kg/m²
N	Coefficient d'amortissement	-
PA	Pression atmosphérique	Pa
PP	Pression partielle de vapeur d'eau	Pa
PS	Pression partielle de vapeur saturante	Pa
R	Resistance thermique d'une couche de matériau	m².°C/W
S	Surface d'une paroi opaque	m²
SV	Surface vitrée	m²
SHFT	Longitude	degré
TH	Température humide de l'air	°C
TO	Temps officiel	h
TR	Température de rosée	°C
TS	Température sèche de l'air	°C
TSV	Temps Solaire Vrai	h
V	Volume	m^3
VS	Volume spécifique	m^3/kgas
W	Puissance	W

Majuscules latines		
Symbole	**Signification**	**Unité**
A	Coefficient réglementaire	W/m².°C
Alt	Altitude	M
C	Coefficient réglementaire	W/m².°C
E	Epaisseur	M
e’	Coefficient réglementaire	W/m². °C
H	Coefficient d’échange superficiel	W/m².°C
K	Coefficient linéique d’émission calorifique	W/m.°C
M	Masse	Kg
qm	Débit massique	kg/s
qv	Débit volumique	m^3/s
qve	Débit volumique d’air extrait	m^3/s
qvo	Débit volumique d’infiltration pour un ouvrant	$m^3/h.m^2$
R	Resistance thermique d’échanges superficiels	m².°C/W
Z	Différence de niveau (paroi en contact avec le sol)	M
ΓTS	Différence de températures sèches	°C
Γte	Différence de température équivalente	°C
Γtes	Différence de température équivalente non corrigée (Conditions standard) pour une paroi a l’ombre	°C
Γtem	Différence de température équivalente non corrigée (Conditions standard) pour une paroi ensoleillée	°C
Γtlnc .	Ecart de température espace non conditionné et un local Conditionné	°C
Γp	Pression d’un ventilateur, hauteur manométrique d’une pompe	Pa
Φ	Azimut solaire	Degré
A	Facteur d’absorption	-
B	Hauteur du soleil	Degré
Γ	Déclinaison solaire	Degré
Φ	Azimut d’une paroi verticale	Degré
Λ	Conductivité thermique	W/m.°C
H	Rendement	-
Θ	Température	°C
Ω	Angle horaire	Degré

Majuscules grecques		
Symbole	**Signification**	**Unité**
ΓTS	Différence de températures sèches	°C
Γte	Différence de température équivalente	°C
Γtes	Différence de température équivalente non corrigée (Conditions standard) pour une paroi a l'ombre	°C
Γtem	Différence de température équivalente non corrigée (Conditions standard) pour une paroi ensoleillée	°C
Γtlnc .	Ecart de température sèche entre un espace non conditionné et un local conditionné	°C
Γp	Pression d'un ventilateur, hauteur manométrique d'une pompe	Pa
Φ	Azimut solaire	Degré

Minuscules grecques		
Symbole	**Signification**	**Unité**
A	Facteur d'absorption	-
B	Hauteur du soleil	Degré
Γ	Déclinaison solaire	Degré
Φ	Azimut d'une paroi verticale	Degré
Λ	Conductivité thermique	W/m.°C
H	Rendement	-
Θ	Température	°C
Ω	Angle horaire	Degré

Indices			
Symbole	**Signification**	**Symbole**	**Signification**
AI	Apports internes	inf	air d'infiltration
PH	Paroi horizontale	l	Latent
PV	Paroi verticale	lim	Limite
PVI	Paroi vitrée	lnc	local non climatisé
A	absorbé	m	Moyen
As	air sec	max	Maximal
An	air neuf	min	Minimal
B	base	n	Nominal
D	diffus	réf	référence
E	extérieur	s	Sensible
eff.	Effectif	sfm	soufflage
F	fluide	sup	supérieur
H	habitable	t	Total
I	intérieur	vap	Vapeur

Les principales notations utilisées sont données dans les tableaux ci-après :

Symbole	Signification	Unité
D	Déperditions thermiques totales	W/°C
D_T	Déperditions thermiques par transmission	W/°C
D_S	Déperditions surfaciques à travers les parties courantes des parois en contact avec l'extérieur	W/°C
D_{li}	Déperditions à travers les liaisons	W/°C
D_{lnc}	Déperditions à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés.	W/°C
D_R	Déperditions thermiques par renouvellement d'air	W/°C
D_{Rv}	Déperditions par renouvellement d'air dues au fonctionnement normal des dispositifs de ventilation	W/°C
D_{Rs}	Déperditions par renouvellement d'air supplémentaires dues au vent.	W/°C
$D_{réf}$	Déperditions par transmission de référence	W/°C
D_B	Déperditions de base	W
B_{dyn}	Besoins en puissance de chauffage calcules a l'aide d'un outil dynamique	W
Q	Puissance de chauffage fournie par une chaufferie	W
K	Coefficient de transmission surfacique	W/m². °C
K_{moy}	Coefficient de transmission surfacique moyen	W/m². °C
Kg	Coefficient de transmission surfacique global	W/m². °C
K_{vn}	Coefficient de transmission surfacique du vitrage nu	W/m². °C
hi	Coefficient extérieur d'échanges superficiels	W/m². °C
he	Coefficient intérieur d'échanges superficiels	W/m². °C
t_{bi}	Température intérieure de base	°C
t_{be}	Température extérieure de base	°C
R	Résistance thermique : cas général	m². °C/W
r OU r'	Résistance thermique ; d'une couche d'isolant	m². °C/W
r	Résistance additionnelle ; calcul des pertes au niveau des liaisons.	m². °C/W
λ	Conductivité thermique	W/m.°C
Λe	Conductivité thermique équivalente	W/m.° C
C	Capacité thermique massique	J/kg.°C
K_l	Coefficient de transmission linéique ; calcul des pertes au niveau des liaisons	W/m.°C
K_l	Coefficient de transmission linéique ; calcul des pertes au niveau du sol.	W/m.°C
Z	Différence de niveau ; calcul des pertes au niveau du sol	M
Tau	Coefficient de réduction de température	-

a	Apports de chaleur ; calcul des pertes à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés	W/°C
dt	Déperdition thermiques ; calcul des pertes à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés	W/°C
N	Taux horaire de renouvellement d'air	h^{-1}
Va	Volume habitable du local ou hors œuvre	m^3
Q_v	Débit spécifique de ventilation	m^3/h
Q_s	Débit supplémentaire dû au vent	m^3
$Q_{vréf}$	Débit de ventilation extrait de référence	m^3
Q_{vmin}	Débit de ventilation extrait minimal de référence	m^3
Q_{vmax}	Débit de ventilation extrait maximal de référence	m^3
P_p	Perméabilité a l'air d'une paroi m^3/h sous une différence de pression de 1 Pa	Pa
P_0	Perméabilité a l'air d'un ouvrant $m^3/h.m^2$ sous une différence de pression de 1 Pa	Pa
P_v	Perméabilité a l'air d'un volume m^3/h sous une différence de pression de 1 Pa	Pa
P_t	Perméabilité a l'air de logement m^3/h sous une différence de pression de 1 Pa	Pa
e_v	Coefficient d'exposition au vent	-
H	Hauteur moyenne des ouvrants au dessus du sol	m
Γ_P	Différence de pression – Calcul du débit supplémentaire du a k'effet du vent	Pa
D_{sol}	Déperditions à travers les parois en contact avec le sol	W/°C
d_r	Déperditions par renouvellement d'air – calcul des pertes à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés	W/°C

INTRODUCTION GENERALE

Au cours du temps, l'homme a cherché à se protéger des rigueurs du climat, au blanc premier temps il a réussi en fabriquant des vêtements, pour objectif de le protéger d'une chaleur ou d'un froid excessifs. Il a en outre appris construire des abris de plus en plus confortables, afin de vivre et d'exercer toutes sortes d'activité.

Avec le développement des techniques, des moyens ont été créés, puis perfectionnés, dans le but d'améliorer le confort a l'intérieur des constructions, en corrigeant les effets du climat.

La protection des locaux contre le rayonnement solaire est ainsi recherchée dans les régions tropicales. En revanche, un apport de chaleur est nécessaire dans les locaux des régions froides, et dans une moindre mesure dans ceux des régions tempérées. Les techniques du chauffage sont anciennes, car leur mise en œuvre est relativement simple des l'instant ou la maitrise du feu est acquise.

On notera que la ventilation industrielle t le conditionnement d'air industriel concernent non seulement l'industrie pour permettre différentes applications ou favoriser l'élaboration d'un produit mais également certains locaux du secteur médicale dont l'ambiance doit être contrôlée avec précision cas des «salles propres» ou «salles blanches» ou mieux encore «salles à empoussièrement contrôlé», ces ambiances furent d'abord réservée a des fabrications très particulières mais cette technique de pointe représente plus maintenant un développement mineur du génie climatique.il existe en effet aujourd'hui dans des domaines de plus en plus nombreux, un intérêt grandissant

C'est au 17^{eme} et 18^{eme} siècle que Boyle, Gay-Lussac, Dalton et autres chercheurs formulèrent les lois thermodynamiques de l'air humide et c'est des 1850 que des recherches systématiques sur l'hygiène de l'air (métabolisme de l'être humain, influence de l'état de l'air ambiant), furent entreprises.

Revenons en 1860, pasteur découvre «l'aérocontamination» et ses effets néfastes en consacrant à «l'étude microscopique de l'air» .En fait, les recherches sur le comportement des

particules dans l'air ou «aérosols» ne datent que de quelques décennies et la mise au point d'ambiances protégées telles que nous la connaissons aujourd'hui, est plus récente encore.

En 1902, le conditionnement d'air scientifique a pris naissance sous l'impulsion de l'ingénieur américain Dr Wells Havaland carrier (un cycle a compression de vapeur a des fins de climatisation) depuis l'ors, le conditionnement d'air est utilisé en de nombreux endroits ; allant des simples magasins aux grands locaux et habitation, une démarche conceptuelle de l'habitat est apparue, elle prend en compte ; le climat du cite et les propriétés thermiques des matériaux. La considération des facteurs climatiques dans l'architecture traditionnelle rurale, a conditionné ; les formes de construction, leur implantation dans le site et les techniques des constructions utilisées.

Le thème de notre projet de fin d'étude porte sur l'étude et le dimensionnement d'une installation de climatisations d'une bibliothèque Communale qui une partie intégrante d'une tour d'affaires en cours de réalisation dans la commune de Médéa.

Le mémoire est divisé en Cinque parties :

Dans la première partie on présente la bibliothèque et on donne les propriétés thermiques du milieu environnant interne et externe en périodes hivernale et estivale.

Dans la deuxième partie, Notion sur le confort thermique et l'importance dans des espaces de vie et de travail.

Dans la troisième partie, les phénomènes de condensation.

Dans la quatrième partie, on a calcul du bilan thermique de l'immeuble déperdition thermique et apport thermique

Dans la dernière partie on présente les résultats obtenus dans le cas de climatisation de la bibliothèque et le choix du système qui assurera le rafraîchissement de l'air à l'intérieur de cette dernière.

CHAPITRE I: Désignation et Conception de L'immeuble

I.1. Introduction

Notions sur la climatisation

La climatisation 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 réfrigération).
- le degré d'hygrométrie de l'air traité : humidification ou déshumidification
- la teneur en poussières de l'air : traitement par filtration de l'air soufflé ou repris.
- le maintien permanent des conditions intérieures (la régulation).

Alors que le chauffage et l'élévation du degré d'humidité relèvent de techniques élémentaires, réfrigérer et déshumidifier l'air nécessitent des techniques élaborées. En pratique, on parle surtout de climatisation pour ces deux derniers objectifs.

La climatisation relève essentiellement de la technique des pompes à chaleur et se trouve de plus en plus associée dans un même appareil, un "climatiseur réversible" (réfrigération l'été, chauffage l'hiver).

Dans la plupart des cas, de nombreuses solutions technologiques peuvent répondre à l'objectif souhaité.

Pour pouvoir arriver à la solution la plus adéquate il faut une étude approfondie, cette étude se consiste de plusieurs étapes. Ce qui m'a permis de découvrir ces étapes et de pouvoir analyser ces différentes possibilités pour l'élaboration de ce mémoire de fin d'étude.

Ce mémoire de fin d'étude est base sur la réalisation du confort et c'est important avant d'exercer l'étude de démontrer d'une façon générale la notion de confort.

I.2. Présentation de projet

Le thème de notre projet de fin d'étude porte sur l'étude et le dimensionnement d'une installation de climatisations d'une bibliothèque Communale qui une partie intégrante d'une tour d'affaires en cours de réalisation dans la commune de Médéa.

La Bibliothèque qui est l'objet de notre étude se situé dans la wilaya de Médéa commune de Médéa a 36°27N et 2°75E qui culmine à 950 m au-dessus de niveau de la mère le point est classifié «B» 'Figure I.1'.



Figure I.1. *Situation géographique du projet*

I.3. But de projet

Le but de notre projet est de créer les meilleures conditions de confort thermique pour répondre aux attentes des occupants en termes de bien être en essayant dans la limite du Possible de réduire la consommation énergétique de l'installation

Aussi synthétiser mes connaissances théoriques dans un projet clair et cohérent.

I.4. La condition climatique extérieure

Tableau I.1. *Donnes graphique*

Zone climatique	Latitude	longitude	Altitude
B	36°27N	2°75E	950 m

Tableau I.2. *Condition extérieurs*

Période hivernale		Période estival	
Température de bas T_b(°C)	L'humidité relative (φ%)	Température de bas T_b(°C)	L'humidité relative (φ%)
1	80	37	28

I.5. Les conditions climatiques d'intérieures

Tableau I.3. *Conditions intérieures*

Local	Période hivernale		Période estival	
	T_i (c°)	φ_i (%)	T_i (c°)	φ_i (%)
Bureau	21	50	24	50
Salle de lecture	21	50	24	50
Sanitaire	18	50	21	50
Stockage livre	21	45	24	50

I.6. Cahier de charges pour la bibliothèque

Tableau I.4. *Donnée de RDC*

Local	Surface (m^2)	φ_i (%)		T (°c)	
		Hiv	Est	Hiv	Est
Hall	48,2	50	45	18	24
Salle de lecture 1	123	50	50	21	24
Salle de lecture 2	56	50	50	21	24
Salle de prêt	31	50	50	21	24
Stockage	152	45	50	21	24
Entretien	53	50	45	21	24
Chaufferie	10,5	50	45	15	24

Tableau I.5. *Données 1er étages*

Local	Surface (m^2)	φ_i (%)		T (°c)	
		Hiv	Est	Hiv	Est
Salle de répertoire	53	50	45	21	24
Bureau (1)	15	50	45	21	24
Bureau	13.5	50	45	21	24
Bureau	14	50	45	21	24
Attente	8	50	45	21	24
Dégagement	31.36	50	45	18	24
Vide	16	50	45	18	24
Médiathèque	141	50	45	21	24

CHAPITRE II: Confort thermique

II.1. Introduction :

La problématique du confort thermique dans le bâtiment n'est pas nouvelle. Socrate, déjà, évoquait au V^{ème} siècle avant J.-C. l'intérêt de bien orienter les pièces à vivre de sa maison au soleil de midi, afin de profiter des apports solaires gratuits en hiver, et conserver une atmosphère intérieure plus fraîche en été, lorsque le soleil est haut. Ce n'est toutefois que récemment, au cours du XX^{ème} siècle, que la problématique de confort thermique dans les bâtiments a été étudiée de manière approfondie par de nombreux scientifiques. Ceci est grandement dû à l'accroissement de la proportion de personnes travaillant dans des environnements clos. Haldane en 1905 et Yagloglou en 1923, mais surtout Fanger dans les années 1970 ont notamment contribué à l'évolution de ces connaissances, et certains de leurs travaux sont encore utilisés aujourd'hui. Ces derniers ont permis de déterminer quels paramètres influencent le confort thermique. Des critères de conception ont ainsi pu être déterminés, et compilés dans différentes normes afin que les solutions techniques retenues garantissent un confort maximal aux occupants des bâtiments.

Cette recherche du confort est cependant loin d'être une simple préoccupation utopiste de thermiciens. De nombreuses études ont en effet démontré l'impact économique d'un mauvais confort dans les bâtiments. Le syndrome du bâtiment malsain est l'une des conséquences de mauvais dimensionnements ou choix techniques. Ainsi, une étude portant sur cent bâtiments de bureaux américains [1] a montré que la température intérieure en hiver dans ces bureaux se situait plutôt dans la tranche haute des limites fixées par l'ASHRAE. Une autre étude basée sur ces observations [2] a conclu qu'en abaissant la température intérieure en-dessous de ces limites, en augmenterait la productivité de 40 millions de personnes de 0,2%, tout en réduisant de 8 millions le nombre de personnes souffrant chaque semaine de syndrome du bâtiment malsain. Le gain économique de cette mesure a été évalué à 3,4 milliards de dollars par an, pour un coût de mise en œuvre inférieur à 0,4 milliard de dollars annuels. De plus, ces chiffres ne prennent pas en compte les économies de chauffage engendrées par cette mesure... En résumé, la problématique du confort intérieur est donc bien plus qu'une simple préoccupation philosophique, puisqu'elle impacte des domaines divers, tels que l'économie ou l'environnement.

Depuis quelques années, la problématique du confort extérieur devient une préoccupation majeure de la planification ou de la restructuration urbaine. Bien que plus complexe à étudier en raison notamment, comme nous le verrons plus tard dans cette étude, d'un nombre de

paramètres plus important à prendre en considération que dans le cadre du confort intérieur, elle n'en est pas moins essentielle. En effet, partout dans le monde, la tendance montre un nombre croissant de personnes vivant en ville. Selon l'UNPFA [3], la population mondiale habitant en ville est passée au XXe siècle de 220 millions d'habitants à 2,8 milliards d'habitants. D'ici 2030, ce chiffre devrait avoisiner les 5 milliards de personnes, soit 60% de la population mondiale. Cette urbanisation massive entraîne des conséquences importantes sur la modification locale du climat.

L'effet d'îlot de chaleur urbain, par exemple, dû en grande partie à l'absorptivité solaire importante des matériaux de construction utilisés, conduit à des températures, en ville, pouvant être de 8 à 15°C plus élevées que dans les campagnes environnantes. Ceci entraîne non seulement des hausses importantes des consommations énergétiques (hausse des charges de climatisation pour les bâtiments par exemple), mais pose également des problèmes de santé publique, notamment auprès des populations à risques (personnes âgées ou fragiles, enfants etc.). Ces effets seront d'autant plus importants dans quelques décennies, car le climat planétaire tend à se réchauffer.

L'étude du confort thermique extérieur permet une meilleure compréhension, donc une anticipation de l'effet d'îlot de chaleur urbain, et permet de simuler des variantes visant à réduire les températures ressenties par les personnes dans ces zones. Elle s'inscrit donc parfaitement dans le cadre de restructurations urbaines ou de constructions nouvelles, aussi bien dans des climats tempérés ou plus extrêmes.

II.2. Définition de confort thermique :

Le confort thermique fait partie des notions fondamentales dans la thermique du Bâtiment. En effet, il peut prédire de manière assez précise comment réagiront les Personnes dans telle ou telle pièce d’un bâtiment en fonction de leur vêture et de leur activité.

Il est donc très intéressant d’inclure cette notion dans les logiciels de thermique du bâtiment. De plus, ces logiciels permettent un énorme gain d’argent puisque nous pouvons prédire au mieux la construction d’un bâtiment avec ses matériaux, son orientation, ses vitres,…

Les représentations actuelles du confort thermique s'appuient sur des approches analytiques et statiques des conditions de confort pour l'occupant. Elles simplifient

empiriquement la complexité pluridisciplinaire de la notion de confort, et négligent les interactions possibles entre l'occupant et son cadre En raison de ces interactions, importantes lors de conditions climatiques changeantes ou extrêmes, les approches analytiques actuelles ne permettent pas d'anticiper la dynamique du confort observée in situ.

L'investigation systémique du confort conduit à proposer l'étude des interactions entre deux Sous -systèmes complexes aux finalités différentes que sont l'occupant et le bâtiment. Cette approche fournit une nouvelle lecture du confort et des échanges de flux d'énergie, de matières et d'informations. Les différents points de vue permettent d'identifier les composants pluridisciplinaires, les variables de flux et les variables d'état, pour la construction d'un modèle dynamique du confort.

La représentation ordonnée des connaissances conduit à une analyse causale du confort thermique. Les processus décisionnels et les mécanismes adaptatifs liés à l'occupant du bâtiment peuvent être explicités par des boucles de rétroaction.

La dimension systémique de cette approche, est complémentaire a des approches analytiques déjà mises en œuvre. Elle conduit à l'élaboration des caractéristiques structurelles d'un modèle

Dans cette première partie, seront présentés donc les deux principaux points concernant le confort à savoir confort intérieur et confort extérieur.

II.2.1 Le confort thermique intérieur

II.2.1.1 Définition du confort thermique intérieur

Afin d'assurer aux occupants d'un bâtiment un climat agréable et peu dépendant des conditions météorologiques extérieures, les conditions intérieures doivent peu varier, pour ne pas perturber l'usager. Cette préoccupation est primordiale, et doit être traitée avant même les problématiques liées à la consommation d'énergie : un bâtiment est conçu avant tout pour répondre à un besoin de ses occupants, et non pour consommer peu. En revanche comme le précisent Nicolas Morel et Edgard Gnansounou [4] : « par une planification intelligente et intégrée il est parfaitement possible d'assurer une excellente qualité d'environnement intérieur avec une très faible consommation d'énergie ». Comment définir, du point de vue thermique cette qualité d'environnement intérieur?

Le confort thermique intérieur est une sensation physiologique influencée par les paramètres suivants :

- Activité ;
- Habillement ;
- Température ;
- Vitesses relatives de l'air et degré de turbulence ;
- Pression de vapeur d'eau ou humidité relative.

La quantité de chaleur dégagée par le métabolisme est plus ou moins importante selon l'activité elle est éliminée directement ou au travers des habits par convection et conduction vers l'air ambiant, par rayonnement vers les surfaces voisines, et par évapotranspiration dans l'air. Il est dès lors logiquement erroné de vouloir satisfaire des critères de confort par la simple régulation de la température de l'air intérieur des bâtiments.

II.2.1.2 Principaux indices de confort thermique intérieur

- Température de bulbe sec (ou d'air) T_a et de bulbe humide T_h

La température d'air ou de bulbe sec T_a °C est la température donnée par un thermomètre sec placé dans un courant d'air humide et protégé des rayonnement parasites .

La température de bulbe humide T_h °C est la température enregistrée par un thermomètre ou le bulbe est recouvert d'une mèche imprégnée d'eau

- Température radiative moyenne T_{mrt}

La température radiative moyenne T_{mrt} [K] est la température de surface uniforme d'une enceinte noire imaginaire, dans laquelle un occupant échangerait la même quantité de chaleur radiative que dans l'enivrement non uniforme actuel, elle est calculée comme suit :

$$T_{mrt}^4 = F_{p-1}.T_1^4 + F_{p-2}.T_2^4 + \ ... \ + F_{P-N}.T_N^4 \qquad \textbf{(II.1)}$$

- F_{P-N} est le facteur d'angle (ou de formes) entre la personne P et la surface N
- T_N est la température absolue de la surface N
- Température opérative T_{op}

Définie comme la température en [°C] d'une enceinte uniforme et isotherme noire dans laquelle une personne échangerait de la chaleur par radiation et par convection dans les mêmes proportions que dans l'environnement non uniforme donné : ou comme la moyenne entre la température radiante T_{mrt} et la température de bulbe sec Ta pondérée par leurs coefficients de convection respectifs h_c (convection) et h_r (rayonnement). L'humidité de la vitesse d'air sont négligées .ceci est valable si Top est inférieure à 27 [°C] (on ne considère pas les phénomènes d'évapo-transpiration).

$$T_{op} = \frac{h_c T_{mrt} + h_r T_a}{h_c + h_r} \qquad (\mathbf{II.2})$$

L'ASHRAE (American Society of Healing Réfrigération and Air-Conditioning Engineers) suggère qu'une moyenne arithmétique donne toutefois des résultats acceptables :

$$T_{op} = \frac{T_{mrt} + T_a}{2} \qquad (\mathbf{II.3})$$

- Température effective T_e et T_{e^*}

La température effective ET est représentée par un ensemble de lignes ''d'iso-confort '' sur le diagramme de l'air humide .T_e est définie comme la température d'une atmosphère calme et saturée qui, en l'absence de rayonnent, produirait le même effet que l'atmosphère en question .T_e combine donc l'effet des températures sèches et de l'humidité. Cet index est aujourd'hui obsolète, bien qu'on le retrouve encore dan de nombreux document.

T_{e^*} est la température uniforme d'une enceinte rayonnante noire à une humidité relative de 50%, dans laquelle un occupant subirait le même confort, effort physiologique et échange de chaleur que dans l'environnement réel avec le même mouvement d'air.

WBGT (Wet Bulb Globe Température)

WBGT est une température en [°C] qui traduit l'influence des charges thermiques pesant sur un être humain durant son activité. Elle dépend de la température de bulbe humide Th et de la température opérative T_∞ s'il n'y a pas d'influence du rayonnement solaire sur l'environnement.

Si les rayonnements solaires frappent la surface, WBGT dépend de ces deux paramètres ainsi que de la température de l'air Ta. Cet indice permet de savoir si un environnement chaud est confortable ou non pour les personnes qui travaillent, et se calcule comme suit :

Sans rayonnement solaire :

$$WBGT = 0.7\ T_h + 0.3\ T_{op} \qquad (\mathbf{II.4})$$

En présence de rayonnement solaire :

$$WBGT = 0.7\ T_h + 0.2\ T_{op} + 0.1\ T_a \qquad (\mathbf{II.5})$$

Isolation thermique par les habits (clo)

L'habillement constitue une résistance thermique entre la surface de la peau et l'environnement .On peut donc, à l'aide de mannequins chauffants mesurer cette résistance thermique et l'exprimer en $m^2.K.W^{-1}$. Il est aussi usuel de l'exprimer en CLO (pour clothing) . 1 CLO correspond à une résistance thermique de 0.155 $m^2.K.W^{-1}$. C'est la résistance thermique du complet-veston.

- Activité métabolique (met)

Le taux de métabolisme ou l'activité peut être rapporté à un taux conventionnel, par exemple celui d'un individu assis au repos. L'unité est alors le met, qui correspond à une puissance de 58.15 W dissipée par mètre carré de surface du corps. Il est considéré qu'un homme de 1.75 m et 80 kilos présente une surface corporelle de 1.8 m^2.

II.2.1.3 Modèle de Fanger (pour les bâtiments ventilés mécaniquement)

Une personne ne ressentant aucune gêne ni stress thermique liés aux conditions dans lesquelles elle évolue, est généralement dans un état proche de l'équilibre thermique (échanges par conduction, convection, rayonnement et évapotranspiration se répartissant approximativement en parts égales). Paradoxalement, c'est donc l'absence d'inconfort qui caractérise le confort thermique d'une personne. C'est sur ce paradoxe qu'est basé le modèle du confort de P.O. Fanger Ce scientifique danois a mis au point dans les années 1960 un modèle éponyme, basé sur deux indices toujours utilisés de nos jours pour « quantifier » le confort des usagers d'un bâtiment :

Le vote moyen prévisible, appelé PMV (Predicted Mean Vote), qui est l'appréciation moyenne d'une population dans un environnement donné, sur une échelle de -3 à +3 . Le confort optimal correspond à un PMV nul.

Le pourcentage prévisible d'insatisfaits, appelé PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied) qui exprime la part des sujets insatisfaits dans un environnement donné.

Ce modèle a originellement été élaboré pour des bâtiments ventilés mécaniquement. Comme nous le verrons par la suite, cela implique l'utilisation d'indices différents dans le cas de bâtiments à ventilation naturelle. Ce modèle est basé sur un bilan thermique du corps humain.

Bilan thermique du corps humain

Tableau II.1 *paramètres intervenant dans le calcul du bilan thermique selon le model de Fanger [1]*

Température de l'air	Ta	[K]
Température radiante moyenne	T_{mrt}	[K]
Température des habits	T_{cl}	[K]
Pression partielle de vapeur d'eau	p	[Pa]
Vitesse relative de l'air	v	[$m.s^{-1}$]
Activité métabolique du sujet	M	[W]
Travail mécanique fourni	W	[W]
Surface de peau	A	[m^2]
Activité métabolique/m2 de peau	m = M/A	[$W.m^{-2}$]
Travail spécifique^ de peau	w = W/A	[$W.m^{-2}$]
Résistance thermique des habits	R	[$m^2.K.W^{-1}$]
Température de surface de la peau	T_{sk}	[K]
vers l'environnement	H_{sk}	[$W.m^{-2}$]
Coefficient de convection entre la peau et l'air	h'	[$W.m^{-2}.K^{-1}$]
Pression de vapeur saturante de la peau	P_{ssk}	[Pa]
de rosée ambiante	P_{ssk}	[pa]
Coefficient de transfert thermique par évaporation	Wh'e	[$kg.m^2.W^{-1}.s^{-}$
Chaleur respirée par évaporation	E_{res}	[W.m-2]
Chaleur respirée par convection	C_{res}	[W.m-2]
Stockage de chaleur	S	[W.m-2]
Production interne de chaleur	P	[W.m-2]

Le modèle de transfert thermique le plus simple de régulation de la température du corps humain considère la température du corps comme une limite entre l'homme et son environnement. La chaleur métabolique est transportée par conduction dans le sang, et le débit de sang de l'intérieur du corps (à température uniforme) vers la surface de la peau (Tsk).

Le flux de chaleur de la surface de la peau vers l'environnement (Hsk) est divisé en une partie sensible et une partie latente (E_{sk}) :

$$H_{sk} = h'\left(T_{sk} - T_{op}\right) + wh'e\left(P_{ssk} - P_{sdp}\right) \qquad (\mathbf{II.6})$$

Avec, pour des charges thermiques positives :

$$wh'e\left(P_{ssk} - P_{sdp}\right) = E_{sk} = E_{diff} + E_{rsw} \qquad (\mathbf{II.7})$$

Ou

- E_{diff} : diffusion de chaleur évaporative par la peau [W .m^{-2}]
- E_{conf} : part d'évapo-transpiration qui apparait durant une phase de confort évaluée par Fanger comme suit : Econf = 0,42(M-W-58, 15) [W .m^{-2}]
- E_{rsw} : différence de chaleur évaporative nécessaire à la régulation de la température du corps humain par la transpiration [W .m^{-2}]

Le flux de chaleur de l'intérieur du corps vers la surface de la peau est :

$$H_{sk} = M - W - (E_{res} + C_{res}) - (\pm S) \qquad (\mathbf{II.8})$$

A l'équilibre thermique, c'est à dire lorsque la quantité d'énergie produite est égale à celle perdue dans l'atmosphère, nous obtenons :

$$M - W - (E_{res} + C_{res}) - (\pm S) = h'\left(T_{sk} - T_{op}\right) + E_{sk} \qquad (\mathbf{II.9})$$

Équation du confort (ou de Fanger)

Selon Fanger [5], il y a des interrelations linéaires entre la température moyenne de la peau ou la sécrétion de sueur et la production interne de chaleur pour établir les conditions de confort. L'utilisation de ces deux relations pour calculer les termes individuels du bilan thermique résulte dans l'équation du confort.

En comparant le vote d'environ 1300 personnes mises dans des conditions de confort diverses avec leur bilan thermique, il a été possible d'établir une relation entre le bilan

thermique calculatoire et la perception subjective sur une échelle psychologique. C'est l'équation prédisant le PMV. Cette dernière est fonction de différents paramètres :

$$PMV = f(P, I_{cl}; T_a, T_{mrt}, p, v) \qquad (\mathbf{II.10})$$

terme de charge thermique, l'équation est de la forme :

PMV = a*(±L)

- a = (0,303 exp (-0,036 m) + 0,028) représente un facteur de sensibilité qui décroît rapidement de 0,06 pendant le repos à un niveau relativement constant de 0,03 lorsque le métabolisme de repos double.
- L représente la différence entre la production interne de chaleur et les pertes thermiques vers l'environnement (comptée positivement en environnement chaud ou négativement en environnement froid).

L'équation de Fanger, telle que présentée dans la norme internationale EN ISO 7730, est donnée ci-dessous. Dans cette équation, toutes les variables sont exprimées en unités SI :

$$PMV = a\left[M - W - E_{diff} - E_{res} - E_{conf} - C_{res} - F\right] \qquad (\mathbf{II.11})$$

- m : Activité métabolique par m2 de peau m = M/A [W.m^{-2}]
- w : Travail spécifique par m2 de peau w = W/A [W.m^{-2}]
- E_{diff} = 0,00305 (5733 - 6,99 (m-w) - p) [W.m^{-2}]
- E_{res} =1,7.10-5 m (5867 - p) [W. m^{-2}]
- E_{conf}=0,42 (m-w - 58,15) [W.m^{-2}]
- C_{res} = 0,0014 m (307 - Ta) [W.m^{-2}]

F correspond aux échanges radiatifs et convectifs [W.m^{-2}] et est donnée par:

$$F = 3.96\ 10^{-8}\ f(T_{cl}^4 - T_{mrt}^4) + f\ h(T_{cl} - T_a) \qquad (\mathbf{II.12})$$

Pour le coefficient h de transfert thermique des habits (W.m^{-2}.K^{-1}), la valeur est définie par l'une des expressions ci-dessous qui donne la valeur la plus grande:

$$h = 2.38(T_{cl} - T_a)^{\,1/4} ou\ h = 12.06\ v \qquad (\mathbf{II.13})$$

La température (absolue) des habits Tcl est donnée en résolvant l'équation implicite :

$$T_{cl} = 308.9 - 0.028(m - w) - RF \qquad (\mathbf{II.14})$$

La fraction de surface habillée f peut être estimée par :

$$f = 1.00 + 1.290R \; si \; R < 0.078 \, m^2 \; K/W \qquad (\mathbf{II.15})$$

$$f = 1.05 + 0.645 \, R \; si \; R > 0.078 \, m^2 \, K/W \qquad (\mathbf{II.16})$$

L'équation de Fanger est utilisable dans le domaine de variation suivant :

- métabolisme de 46 à 230 W.m^{-2} (0.8 à 4 met)
- habillement de 0 à 2 clo pour résistance thermique des habits de 0 à 0.310 m^2.K.W^{-1}
- température de l'air de 10 à 30 °C
- température radiante moyenne de 10 à 40 °C
- vitesse relative de l'air inférieure à 1 m.s^{-1}
- pression partielle de vapeur d'eau de 0 à 2700 Pa

- PMV (vote moyen prévisible)

L'échelle d'évaluation du confort selon la méthode PMV est la suivante :

- +3 trop chauds
- +2 chaud
- +1 légèrement chaud
- 0 neutre
- -1 légèrement frais
- -2 frais
- -3 froid

Il existe trois moyens d'obtenir les PMV :

- Calcul à partir d'un programme issu de la norme EN ISO 7730.
- Annexe E de la norme EN ISO 7730, qui donne les valeurs de PMV selon les valeurs de clo, de l'activité, de la température opérative et différentes vitesses d'air.

- Mesure directe à partir d'un appareil de mesure (température équivalente et température opérative).

Il est intéressant de noter que les valeurs de PMV sont basées sur des températures d'air et des températures opératives. Selon Gagge et al. [6], elles ont toutefois tendance à exagérer le ressenti pour de faibles humidités. En climats humides (pression de vapeur de l'air supérieure à 3 kPa), les PMV sous-estiment la température. L'utilisation de la température effective dans le calcul des PMV semble donner une meilleure réponse aux climats chauds et humides.

- PPD (pourcentage de personnes insatisfaites)

Le PPD est lié aux PMV par la relation suivante :

$$\mathrm{PPD} = 1 - 0.95 \exp\left(-0.003353\ \mathrm{PMV}^4 - 0.2179\ \mathrm{PMV}^2\right) \qquad (\mathbf{II.16})$$

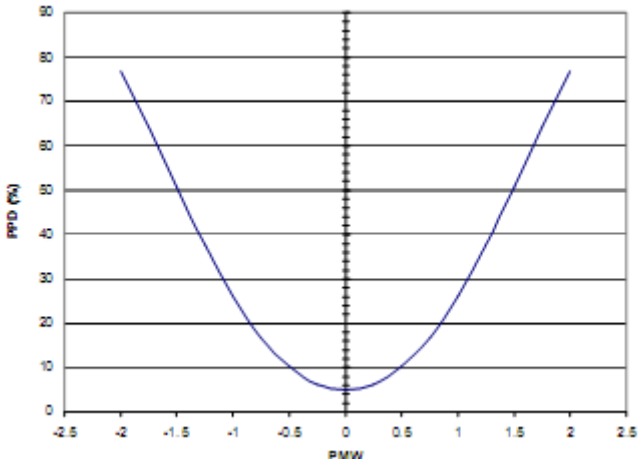


Figure .II.1. *Pourcentage de personnes insatisfaites en fonction du vote moyen prévisible[20]*

En raison de différences physiologiques, il est impossible de créer un climat où la valeur de PPD est de 0% (100% de personnes satisfaites). Il est en revanche possible de créer un climat où une vaste majorité de personnes se sentira dans un environnement confortable

- Utilisation du modèle de Fanger dans les normes

Bien que présentant certaines faibles différences, il est tout d'abord intéressant de noter que la norme européenne EN ISO 7730 ainsi que la norme américaine ASHRAE n° [55] sont, du point de vue du contenu, relativement proches en ce qui concerne le domaine du confort thermique intérieur dans les bâtiments ventilés mécaniquement. Il serait long et relativement

redondant par rapport aux normes de revenir intégralement sur les différents cas prévus. Toutefois, il est intéressant de noter qu'elles comprennent toutes deux quatre catégories de confort basées sur les PMV et PPD. Ainsi, chacune correspond à une gamme de PMV et de PPD donnée (voir Tableau 1.1). Par ailleurs, les normes définissent quatre facteurs d'inconfort supplémentaires à prendre en compte pour éviter un trop grand nombre de personnes insatisfaites par les conditions climatiques intérieures. Ces facteurs ne sont pas inclus dans l'équation de Fanger :

- L'indice DR ou "Draught rating", permettant de caractériser le pourcentage de personnes gênées par un courant d'air
- La différence de température d'air verticale
- Les planchers chauds ou froids
- Le rayonnement asymétrique

Tableau .II.2. *Quatre catégories pour le climat environnant et critères de conception pour chacune[20]*

Catégorie	Etat thermique de corps		Manque de confort global			
			DR(%)	Pourcentage l'insatisfaits PD(%)		
	PPD %	Vote moyen prévisible (PMV)		Différence de température verticale	Plancher chaud ou froid	Rayonnement asymétrie
1	< 6	-0.2 < PMV < 0.2	< 10	< 3	< 10	< 5
2	< 10	-0.5 < PMV < 0.50	< 20	< 5	< 10	< 5
3	< 15	-0.7 < PMV < 0.7	< 30	< 10	< 15	< 10
4	> 15	-0.7 > PMV ou 0.7 <PM	> 30	> 10	> 15	> 15

- L'indice DR

Il correspond au pourcentage de personnes gênées par un courant d'air et se calcule de la manière suivante :

$$DR = (34 - T_{air})(v_{air} \times 0{,}05)^{0.62}(0{,}37 \times v_{air} \times t_u + 3{,}14) \qquad (\mathbf{II.18})$$

Avec :

- T_{air} la température d'air de 20 à 26°C
- vair la vitesse de l'air en m/s (<0,5 $m.s^{-1}$)
- Tu le degré de turbulence locale en % (de 10 à 60%). Si ce degré n'est pas connu, une valeur de 40% peut être utilisée
- Différence de température d'air verticale

Un gradient de température important entre la tête et les pieds peut conduire à de l'inconfort. Le pourcentage de personnes insatisfaites par un gradient de température d'air vertical est donné ainsi

$$PD = 100 / (1 + \exp(5{,}76 - 0{,}856.\Delta T_{av}) \qquad (\mathbf{II.19})$$

Ou : ΔT_{av} est la différence de température d'air verticale

- Planchers chauds ou froids

Si un plancher est trop chaud ou trop froid, les personnes peuvent ressentir de l' inconfort au niveau de leurs pieds. Le pourcentage de personnes insatisfaites par ce phénomène est donné comme suit:

$$PD = 100 - 94.\exp(-1{,}387 + 0{,}118.T_f - 0{,}0025.T^2) \qquad (\mathbf{II.20})$$

Ou : T_f étant la température du plancher

- Rayonnement asymétrique

Quatre cas sont différenciés pour évaluer le pourcentage de personnes insatisfaites par un rayonnement de température asymétrique, c'est-à-dire une surface plus chaude ou plus froide que les autres surfaces environnantes :

Tableau II.3. *Critères à respecter dans le cas de rayonnement asymétriques[20]*

	Plafond chaud	Plafond froid	Mur froid	Mur chaud
Pourcentage de personnes insatisfaites (PD)	$\frac{100}{(1+\exp(2.840.174}$	$\frac{100}{(1+\exp(9.93-0.5}$	$\frac{100}{(1+\exp(6.61-0.}$	$\frac{100}{(1+\exp(3.72-0.052}$
Différence de température maximale entre la surface et l'ambiance ΔT_p [K]	$\Delta T_p < 23$ K	$\Delta T_p < 15$K	$\Delta T_p < 15$K	$\Delta T_p < 35$K

Pour chaque catégorie (la catégorie 1 étant la plus restrictive), des valeurs limites de l'indice PD sont donc données pour chacun de ces paramètres. Les courbes correspondantes à ces équations existent dans les normes pour chacun de ces critères, représentant le pourcentage de personnes insatisfaites en fonction du paramètre. Tout dimensionnement devrait donc tenir compte, selon le degré d'exigence retenu, de ces valeurs limites pour garantir un confort maximal aux occupants.

- Température opérative optimale

Selon le degré d'activité d'une personne ainsi que son degré d'habillement, des gammes de températures opératives ont été définies dans les normes, comme le montre ce graphique :

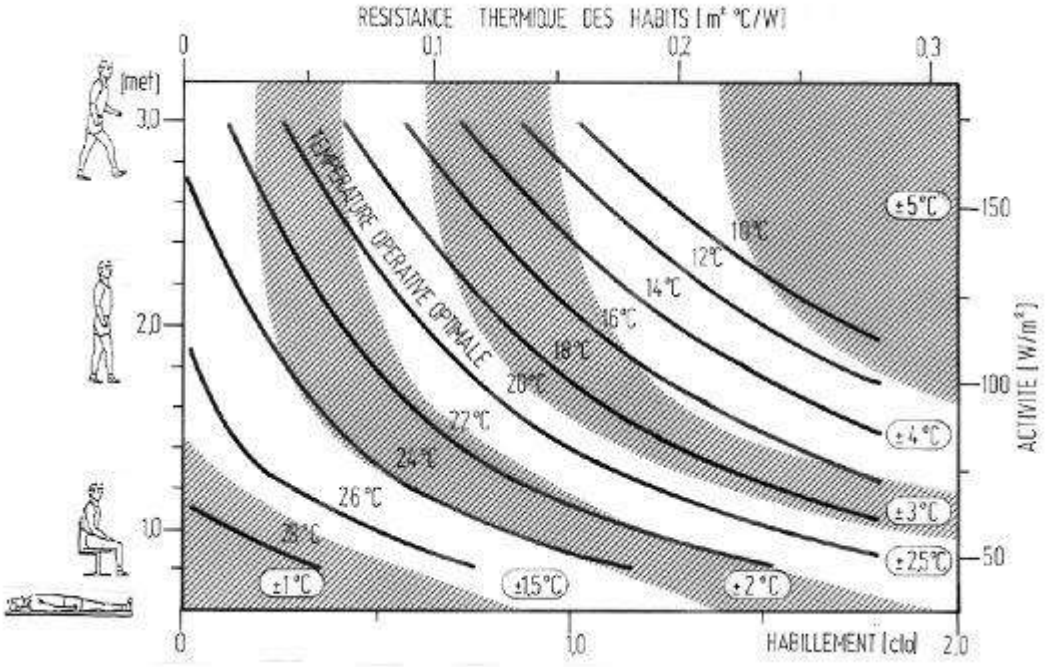


Figure II.2. *Température opérative idéale en fonction de l'habillement et du métabolisme [EN ISO 7730].*

Les valeurs notées dans les ovales, correspondant chacune à une zone du graphique (blanc ou hachuré), représentent l'écart de température (par rapport à la température opérative idéale) pour laquelle le PMV vaut ±0.5. Par exemple pour 1 clo et 1 met, la température opérative idéale est d'environ 23°C, et la zone usuellement considérée comme confortable (PMV ±0.5) correspond à l'intervalle [21°C;25°C].

II.2.1.4 Limites du modèle de Fanger

Comme nous l'avons précisé précédemment, ce modèle a été originellement développé pour des bâtiments où l'air intérieur est conditionné de manière précise. Il n'est par conséquent uniquement valable dans le cas d'un régime permanent. Les fluctuations acceptables selon la norme EN ISO 7730 sont les suivantes :

- l'amplitude de régulation de la température opérative (Top) doit être inférieure à 1°C pour les cycles de variations inférieurs à 15 minutes. Par exemple pour une consigne de Top de 20°C : 19,5 °C< T_{op} < 20,5 °C

- la limite sur les fluctuations de Top pour des cycles supérieurs à 15 minutes doit être inférieure à 2 $K.h^{-1}$

Dans le cas de bâtiments ventilés naturellement, le cadre du modèle n'est donc plus valable**.** Les occupants ayant une influence directe sur l'environnement alentour, il n'est en effet pas rare, si une personne ouvre une fenêtre par exemple, d'observer des fluctuations plus importantes que celles décrites plus haut. Comment traiter le cas de ce type de bâtiments ?

En 1995, le projet ASHRAE RP-884 collecta de nombreuses données de projets dans le monde entier afin de constituer une base de 22 000 séries de données issues de 160 pays différents [7]. Ces données incluent des questionnaires de réponses thermiques, d'habillement, d'activité métabolique ainsi que des mesures du climat tant intérieur qu'extérieur. Les résultats relatifs aux bâtiments ventilés, climatisés ou chauffés mécaniquement (où les gens ne peuvent pas contrôler la température de leur environnement) ont été séparés de ceux pour les bâtiments ventilés naturellement, dans lesquels les occupants peuvent ouvrir les fenêtres. Les résultats de cette étude ont permis d'observer deux phénomènes.

Premièrement, on observe un gradient plus important dans les réponses pour les bâtiments ventilés naturellement en comparaison aux bâtiments ventilés mécaniquement. Ceci suggère que les occupants de bâtiments ventilés mécaniquement s'adaptent plus finement aux conditions constantes assurées par les équipements, alors que les occupants de bâtiments ventilés naturellement préfèrent une gamme de températures de confort plus large, qui reflète plus les tendances des conditions climatiques extérieures.

Deuxièmement, une comparaison des courbes prévues et observées illustre le rôle de l'adaptation dans ces deux types de bâtiments. Dans le cas des bâtiments ventilés mécaniquement, le modèle des PMV est remarquablement respecté. Nous pouvons en effet constater que les deux droites coïncidentes quasi-parfaitement (figure 3). En revanche, dans le cas des bâtiments ventilés naturellement, nous remarquons une différence notable entre les prévisions, en noir, et les observations réalisées à partir des enquêtes dans les bâtiments en bleu (figure 4). Les scientifiques concluent ainsi que, dans le premier cas, l'ajustement des personnes aux conditions environnementales concernant l'habillement et les vitesses d'air expliquent parfaitement la relation entre confort intérieur et variations climatiques extérieures. Ceci n'est cependant pas vérifié dans le cadre des bâtiments naturellement ventilés, ce qui implique que d'autres facteurs expliquent cette relation. Les auteurs suggèrent que ces facteurs

sont sans doute d'ordre psychologique. Selon eux, les températures de confort intérieures dans les bâtiments naturellement ventilés sont effectivement « fortement influencées par des attentes thermiques variables, résultant d'une combinaison de niveaux de contrôles perçus plus élevés, et d'une plus grande diversité d'expériences thermiques dans le bâtiment ».

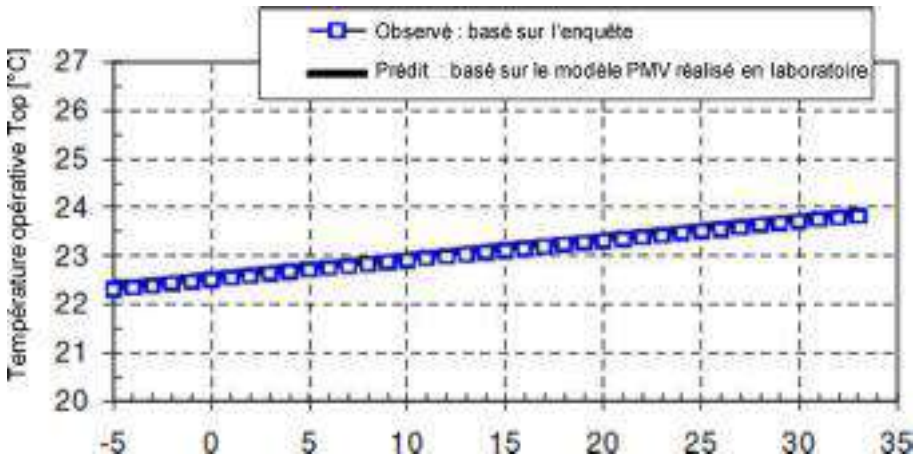


Figure .II.3. *Températures opératives intérieures observées et prédites issues de la base de données RP-884 pour des bâtiments ventilés mécaniquement[20]*

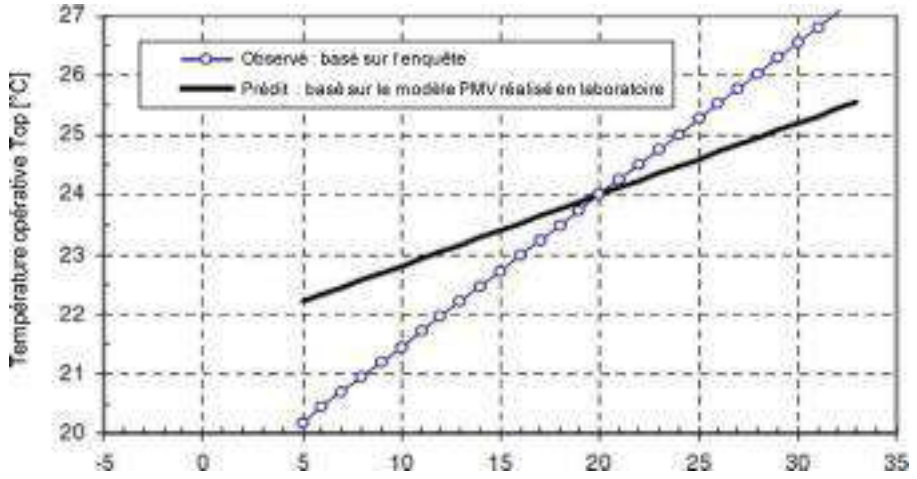


Figure II.4. *Températures opératives intérieures observées et prédites issues de la base de données RP-884 pour des bâtiments ventilés naturellement[20]*

II.2.1.5. Le standard de confort adaptatif (pour les bâtiments ventilés naturellement)

Les recherches ont conduit à une proposition des chercheurs d'inclure un standard de confort adaptatif (ACS) qui servirait d'alternative au modèle PMV défini dans la norme EN ISO 7730 ou dans la norme américaine ASHRAE 55 pour les bâtiments ventilés

naturellement. Les conditions climatiques extérieures pour chaque bâtiment ont été caractérisées en terme de température de bulbe sec (T_{aout}) au lieu de T_{E*}. La température de confort optimale T_{comf} était alors similaire à la régression présentée dans la figure 4, et recalculée sur la base de T_{aout} comme suit:

$$T_{comt} = 0.31 * T_{aout} + 17.8\,°C \qquad (\mathbf{II.21})$$

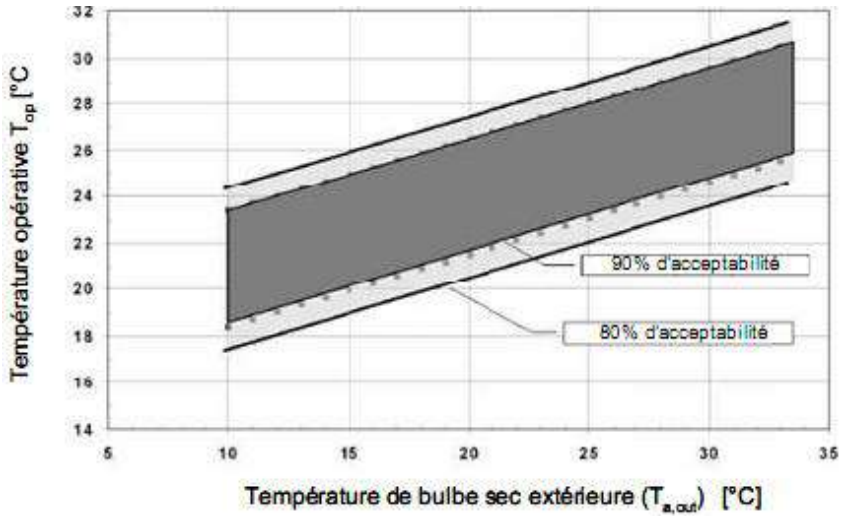


Figure .II.5. *Gamme de température opératives intérieures acceptables selon la norme ASHRAE 55 pour les bâtiments ventilés naturellement*

II.3. Le confort thermique extérieur

II.3.1. Définition du confort thermique extérieur

La différence entre évaluation du confort extérieur ou intérieur réside dans la prise en compte de paramètres différents. En effet, pour le confort intérieur, l'indice de température utilisé est la température opérative Top, qui ne prend en compte que la température radiante moyenne des parois, ainsi que la température d'air. Les indices de température évoqués plus haut (T_E, T_{PE} ou UTCI) prennent en compte des paramètres supplémentaires comme le montre la figure 6, à savoir :

- Le rayonnement solaire direct ou diffus pour le calcul de la température radiative moyenne des parois
- L'activité (généralement considérée comme constante et équivalente à une activité de bureau dans les études de confort intérieur)

- Les vitesses d'air (étant sensées être quasiment nulles dans les bâtiments, leur influence n'est généralement pas étudiée)
- Les variations d'humidité (ces valeurs varient peu dans les bâtiments, où une plage située entre 30 et 65% d'humidité relative est usuellement considérée comme acceptable)
- L'habillement (clo)

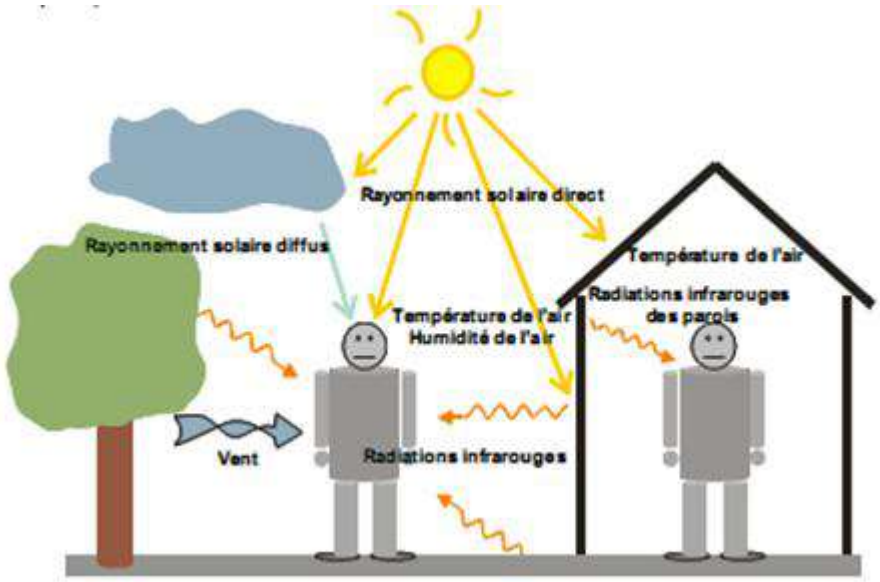


***Figure II.6** : Déférence entre confort intérieur et confort extérieur*

Les intérêts que présentent les études de confort extérieur pour une maîtrise d'ouvrage sont multiples. Ainsi, la possibilité de quantifier la sensation de stress thermique pour une personne sur une année entière (à travers l'indice PT) permet dans un premier temps d'évaluer la situation de base d'un projet, afin de savoir si des mesures sont nécessaires pour y améliorer le confort. Une fois ce diagnostic établi, il est éventuellement possible de mettre en place des stratégies afin, de réduire ou d'augmenter, le cas échéant, les températures perçues du site sur une période donnée (sur une année complète, ou en différenciant hiver et été par exemple). Les mesures retenues influent directement sur les différents paramètres pris en compte dans l'évaluation des températures perçues (un ombrage réduit par exemple la quantité de rayonnement solaire, et donc la température radiative moyenne perçue par la personne). En jouant sur ces paramètres, il est donc possible d'améliorer le confort global des occupants d'un espace extérieur. Ceci est particulièrement adapté à la planification urbaine, où les résultats donnés par une étude de températures perçues permettent de débattre de la pertinence de certains choix architecturaux, et contribuent à l'amélioration des caractéristiques d'un site. Il

est par ailleurs facile d'envisager des retombées économiques liées à ces choix, notamment dans le cadre de lieux publics dédiés à l'accueil de commerces. Typiquement, une personne visitant une ville du Moyen-Orient préférera boire un thé dans un espace ombragé et protégé des vents désertiques chauds, où la température perçue sera bien plus agréable qu'en plein soleil, avec un vent chaud balayant la place...

II.3.2. Principaux indices de confort thermique extérieur

- Température perçue T_P

La température perçue T_P (perceived temperature) est la température de l'air d'un environnement de référence dans lequel la perception de chaleur ou de fraîcheur (valeurs PMV) serait la même que dans les conditions actuelles.

L'environnement de référence est défini par:

- Température radiante moyenne égale à la température de l'air
- Vitesse de l'air réduite (v = 0,1 $m.s^{-1}$)
- Emissivité de la peau ou des vêtements : 0,97
- Coefficient d'absorption solaire du corps humain : 0,7
- Personne standard : 172,05 W (ce qui correspond à une marche au niveau de la mer à 4 km.h-1), soit 2,3 met
- Adaptation des vêtements entre l'hiver et l'été : entre 0,5 et 1,75 clo (l'évaluation prend en compte les conditions extérieures)

L'avantage de T_p réside dans l'utilisation possible de la valeur PMV* pour les climats chauds et humides, ce qui permet d'obtenir une réponse plus efficace aux changements d'humidité, ainsi qu'aux questions de perméabilité des habits portés. Selon Gagge et al. [6], la valeur PMV* est identique à la valeur PMV, à cela près que la température opérative Top est remplacée par T_{E^*} (voir l'équation (7) :

$$H_{sk} = h'(T_{sk} - T_{op}) + wh'e(P_{ssk} - P_{sdp}) \qquad (\mathbf{II.22})$$

$$devient:$$

$$H_{sk} = h'(T_{sk} - ET^* + wh'e(P_{ss}k - 0.5\,P_{sTE*}) \qquad (\mathbf{II.23})$$

Où P_{sET*} est la pression de vapeur d'eau saturante à la température T_{E*}

ET* est donc la solution de l'équation suivante :

$$\left(T_{op} - ET^{*}\right) + wh^{'}e(P_{ss}k - 0.5P_{sET*}) = 0 \qquad (\mathbf{II.24})$$

T_E permet de mieux prendre en compte l'enthalpie de l'environnement humide entourant la peau que Top. Si la température radiative moyenne est connue, la méthode de calcul de PT inclut les étapes suivantes, selon la VDI 3787 [10] :

Détermination de la valeur d'isolation des vêtements (clo) et suivant cette dernière, la valeur de PMV est obtenu par itération de l'équation de confort de Fanger

Sous des conditions chaudes (valeur de 0,5 clo requise), détermination de la correction pour l'humidité de la valeur de PMV sur la base de la température effective ET* selon Gagge et al La valeur de l'efficacité de la perméabilité à la vapeur d'eau des vêtements est de 0,42. Sous des conditions froides (valeur de 1,75 clo requise), détermination d'une correction dépendant de la température de la peau.

Analyse de la régression de température perçue, en utilisant les variables indépendantes de PMV (ou PMV* selon le cas) et de clo. Le résultat du calcul donne un écart type d'environ 0,5 K. Les 400 000 observations synoptiques sur des sites allemands ont conduit aux expressions de PT suivantes :

- Si PMV < -0,11 alors T_P = 5,805 + 12,6784*PMV
- Si PMV > 0,01 alors T_P = 16,826 + 6,163*PMV
- Si -0,11<PMV<0,01 alors T_P = 21,258 - 9,558*clo

Tableau II.4. *Température perçue «T_P » et stress thermique[20]*

PMV	**Température perçue T_P in °C**	**Sensation thermique**	**Charge thermo physiologique**
PMV > 3,5	T_P > +38	trop chaud	stress thermique extrême
2,5 < PMV < 3,5	+32 < T_P < +38	très chaud	grand stress
1,5 < PMV < 2,5	+26 < T_P < +32	chaud	stress thermique
0,5 < PMV < 1,5	+20 < T_P < +26	légèrement chaud	stress thermique
-0,5 < PMV < 0,5	0 < T_P < +20	confortable	confort
-1,5 < PMV < -0,5	-13 < T_P < 0	légèrement frais	léger stress dû au
-2,5 < PMV < -1,5	-26 < T_P < -13	froid modéré	stress dû au froid
-3,5 < PMV < -2,5	-39 < T_P < -26	froid	stress dû au froid
PMV < -3,5	T_P < -39	très froid	stress dû au froid

L'utilisation de T_P en tant qu'indice de confort extérieur semble appropriée pour des humains ordinaires. L'indice est en effet valable dans tous les types de climat, y compris les environnements chauds et humides. En revanche, T_P n'est pas adaptée aux athlètes ni aux personnes travaillant dans des conditions physiques particulièrement exigeantes. L'augmentation des valeurs de métabolisme conduit en effet à des résultats incohérents. De plus, cet indice ne tient pas compte d'une exposition prolongée. Ainsi, une vitesse de vent accrue pouvant avoir un impact positif sur les températures perçues dans un premier temps, peut en réalité s'avérer désagréable après seulement quelques minutes pour une personne, ce que T_P ne prend pas en compte (des conditions de vent sont considérées comme confortables si la vitesse de vent dépasse 5 m/s durant moins de 10% du temps).

- Température physiologique équivalente T_{PE}

La température physiologique équivalente PET (Physiological Equivalent Temperature) est basée sur un modèle de transfert thermique du corps humain détaillant les procédés physiologiques en détail. T_{PE} donne la température de l'air d'un environnement de référence

dans lequel les flux de chaleur seraient les mêmes que dans l'environnement actuel. L'environnement de référence est défini par :

- Température radiante moyenne égale à la température de l'air
- Vitesse d'air faible (aucune valeur n'est précisée dans les textes)
- Pression de vapeur d'eau égale à 12 hPa
- Humidité relative de 50%
- Température d'air de 20°C
- Travail de bureau : 80 W, ce qui correspond à 1,5 met
- Homme de 35 ans, 1 m75 et 75kg
- Valeur de l'habillement fixe : 0,9 clo

Nous pouvons constater que T_{PE} et T_P diffèrent dans leur estimation au niveau de l'environnement de référence. L'échelle d'évaluation du confort selon PET est en effet basée sur un travail de bureau. Les températures de confort sont donc légèrement plus élevées pour PET, puisque les personnes ont une activité plus modérée dans l'environnement de référence (80W pour T_{PE} contre 172W pour T_P). Selon Staiger et al. [9] : « les indices basés sur des modèles de transferts thermiques du corps humains T_P et T_{PE} conduisent à des valeurs en [°C] presque identiques dans des conditions météorologiques identiques. Ceci est dû au fait qu'elles sont standardisées dans des conditions environnementales quasi- identiques. Les principales différences sont toutefois visibles dans le ressenti physiologique. ».

L'inconvénient de T_{PE} selon Ch. Koppe et al. [10], réside dans le fait que cet indice est inapproprié pour évaluer le stress thermique en raison d'une sensibilité à l'humidité jugée insuffisante. TRANSSOLAR [11] a donc fait le choix de ne pas employer cet indice pour ses études de confort extérieur. Toutefois, certaines études scientifiques à ce sujet l'emploient, utilisant l'argument que, pour des personnes acclimatées à des humidités relatives importantes, il n'est pas très significatif de sous-estimer légèrement l'influence de l'humidité (c'est le cas notamment des travaux du Pr. Tzu-Ping Lin [12], auteur d'enquêtes sur le confort extérieur à Taiwan[13]).

Tableau II.5. *Comparaison entre T_P et T_{PE}* [20]

PMV	Sensation thermique	Charge thermo physiologique	Température Équivalente Physiologique	Température perçue PT in °C
PMV > 3,5	trop chaud	stress	T_{PE} > +36	T_P > +38
2,5 < PMV < 3,5	très chaud	grand stress	+32 < T_{PE} <	+32 < T_P <
1,5 < PMV < 2,5	chaud	stress	+28 < T_{PE} <	+26 < T_P <
0,5 < PMV < 1,5	légèrement	stress	+24 < T_{PE} <	+20 < T_P <
-0,5 < PMV <	confortable	confort	16 < T_{PE} < +24	0 < T_P <
-1,5 < PMV < -	légèrement	léger stress dû	12 < T_{PE} < 16	-13 < T_P < 0
-2,5 < PMV < -	froid modéré	stress dû au	8 < T_{PE} < 12	-26 < T_P < -

- Index Thermique Universel du Climat (UTCI)

Aucune des quelques 100 procédures d'évaluation disponibles en matière de confort extérieur ne peut être considérée comme satisfaisante du point de vue thermique, physiologique ou de la théorie des échanges de chaleur. La grande majorité d'entre elles montre d'ailleurs des lacunes inacceptables.

Cela est évident pour les indices dits simples (la plupart du temps à deux paramètres), mais c'est également vrai pour les modèles de transfert de chaleur du corps humain qui ont défini « l'état de l'art » des trente ou quarante dernières années. Aucun de ces indices ne respecte l'exigence essentielle selon laquelle pour chaque valeur d'un indice, il ne doit y avoir qu'un unique effet thermo-physiologique associé, quelle que soit la combinaison des valeurs d'entrée météorologiques. A cause de cela, les procédures appliquées dans les résultats des études biométéorologiques n'ont jamais été comparables, ce qui entrave à la fois la science et ses applications.

Voici quelques d'années, le professeur Peter Hoppe, auteur du modèle T_{PE}, a soulevé cette problématique. Une commission a été mise en place afin d'intégrer de nouvelles

connaissances et les principales préoccupations scientifiques dans un indice thermique universel du climat (UTCI), pour les évaluations de l'environnement thermique extérieur [14].

L'objectif était d'obtenir une procédure d'évaluation internationalement reconnue sur la base des progrès scientifiques en matière de modélisation de la réponse humaine thermo physiologique au cours des quatre dernières décennies. Le terme «universel» indique la pertinence de UTCI pour toutes les évaluations des conditions extérieures thermiques dans des domaines tels que les prévisions quotidiennes, les avertissements de conditions météorologiques extrêmes, la cartographie bioclimatique, la planification urbaine et régionale, etc.

Voici les principales propriétés de cet index, disponible depuis deux ans environ :

- Peut-être appliqué à n'importe quelle condition de transfert de chaleur
- Valide pour tout type de climats, saisons et échelles
- Échelle de température
- Indépendant des caractéristiques individuelles
- Prédiction des effets thermiques sur l'ensemble du corps
- Basé sur un modèle de transfert thermique du corps humain avancé de 340 nœuds (modèle Fiala)
- Paramètres d'entrée pour l'activité métabolique : température de l'air, vitesse du vent, pression de vapeur, température radiante moyenne
- Procédure de calcul simple et rapide

Comme T_P et T_{PE}, cet indice est défini en se référant à un environnement de référence, dont les propriétés sont les suivantes :

- Température radiante moyenne égale à la température de l'air
- Vitesse d'air à 10m de hauteur (hauteur des prises de données météorologiques) égale à 0,5 $m.s^{-1}$
- Humidité relative de 50% si Ta < 29°C
- Pression de vapeur d'eau de 2 kPa si Ta > 29°C
- Personne standard : 172,05 W (ce qui correspond à une marche au niveau de la mer à 4 $km.h^{-1}$), soit 2,3 met

- Valeur de clo allant de 0,4 à 3,0 clo (dépendant de la température de manière non linéaire)

Tableau II.6. *Echelle de température selon la charge thermo-physiologique pour UTCI*

UTCI (°C)	**Charge thermo-physiologique**
> 46	stress thermique extrême
38 < UTCI < 46	grand stress thermique |
32 < UTCI < 38	stress thermique
26 < UTCI < 32	stress thermique modéré
9 < UTCI < 26	aucun stress thermique
0 < UTCI < 9	léger stress dû au froid
-13 < UTCI < 0	stress dû au froid modéré
-13 < UTCI < -27	stress dû au froid important
-27 < UTCI < -40	stress dû au froid très
UTCI < -40	stress dû au froid extrême

Bien qu'étant finalisé et disponible, cet indice n'est pas encore inscrit dans les normes. C'est pourquoi, bien que des études aient déjà été menées à TRANSSOLAR le concernant, cet indice n'est, à l'heure actuelle, pas encore utilisé pour des études de confort extérieur par le bureau.

II.3.Conclusion

Le confort thermique, dans des espaces de vie et de travail, constitue une demande reconnue et justifiée, à laquelle le concepteur doit apporter des solutions durables afin d'éviter toute opération de réhabilitation thermique prématurée.

Le besoin de construire beaucoup, vite et pas cher, a engendré une rupture entre l'architecture, victime d'une nouvelle technologie de chauffage et de climatisation, et son environnement le plus proche. Nous assistons aujourd'hui à la réalisation d'édifices transparents, à travers l'utilisation excessive du modèle d'enveloppe mur-rideau, à celas 'ajoute le non-respect d'une meilleure conception architecturale soucieuse de la contrainte climatique et sans oublier la non-maitrise des paramètres thermiques de l'enveloppe de l'édifice.

La maîtrise des éléments passifs, contribuant au confort thermique, tels que l'isolation thermique, l'orientation des façades, les ouvertures, la compacité de l'édifice et l'utilisation d'un vitrage à hautes performances thermiques minimisera sans aucun doute les déperditions et gains thermiques dont souffrent les édifices à caractère public, récemment réalisé, nécessitant malheureusement une opération de réhabilitation thermique prématurée. A cet effet, un des aspects de notre méthodologie de recherche sera basé sur une enquête de terrain, réalisée de notre communauté universitaire, et sur une compagne de mesures des paramètres d'humidité et de températures (ambiantes et de surfaces).

CHAPITRE III: Etude de la condensation superficielle et dans la masse

III.1. Rappels sur les transferts de chaleur

III.1.1. Introduction

La thermodynamique permet de prévoir la quantité totale d'énergie qu'un système doit échanger avec l'extérieur pour passer d'un état d'équilibre à un autre. La thermique (ou thermocinétique) se propose de décrire quantitativement (dans l'espace et dans le temps) l'évolution des grandeurs caractéristiques du système, en particulier la température, entre l'état d'équilibre initial et l'état d'équilibre final.

III.1.2. Transfert par conduction

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts : une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres. La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier : la densité de flux est proportionnelle au gradient de température :

$$\varphi_{cond} = -\lambda S \overrightarrow{grad}(T) \quad \textbf{(III.1)}$$

Ou sous forme algébrique :

$$\varphi_{cond} = -KA \frac{\partial T}{\partial x} \quad \textbf{(III.2)}$$

Avec :

φ_{cond} : Flux de chaleur transmis par conduction (W).

λ : Conductivité thermique du milieu ($W.m^{-1}.°C^{-1}$).

x : Variable d'espace dans la direction du flux (m).

S : Aire de la section de passage du flux de chaleur (m^2)

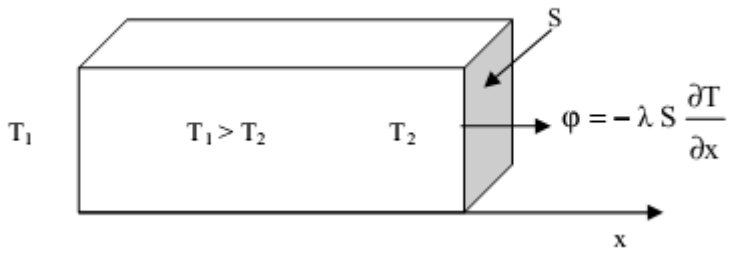


Figure III.1. Schéma du transfert de chaleur conductif

III.1.3. Transfert par Convection :

C'est le transfert de chaleur entre un solide et un fluide, l'énergie étant transmise par déplacement du fluide.

Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton :

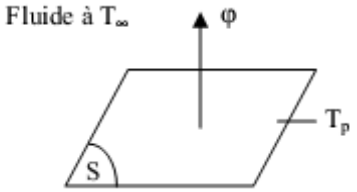


Figure III.2. Schéma du transfert de chaleur convectif

$$\varphi_{cv} = h\ s\ (T_P - T_\infty) \qquad \textbf{(III.5)}$$

Avec :

φ_{cv} : Flux de chaleur transmis par convection (W).

h : Coefficient de transfert de chaleur par convection ($W.m^{-2}.°C^{-1}$).

T_P : Température de surface du solide (°C).

T_∞ : Température du fluide loin de la surface du solide (°C).

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

III.1.4. Transfert par Rayonnement :

C'est un transfert d'énergie électromagnétique entre deux surfaces (même dans le vide). Dans les problèmes de conduction, on prend en compte le rayonnement entre un solide et le milieu environnant et dans ce cas nous avons la relation :

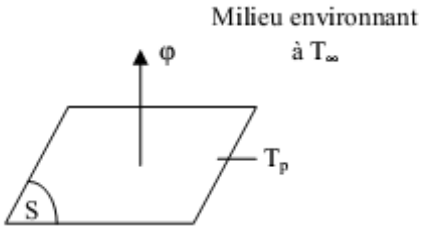


Figure III.3. Schéma du transfert de chaleur radiatif

$$\varphi_r = \sigma\, \varepsilon_P\, S\, (T_P^4 - T_\infty^4) \qquad \textbf{(III.6)}$$

Avec :

φ_r : Flux de chaleur transmis par rayonnement (W)

σ : Constante de Stefan ($5{,}67 .10^{-8}$ W m^{-2} K^{-2}) .

ε_P : Facteur d'émission de la surface

T_P : Température de la surface (K).

T_∞ : Température du milieu environnant la surface (K).

S : Aire de la surface (m^2).

III.1.5. Calcul des coefficients de transmissions thermique surfaciques « k » pour les différentes parois

On va déterminer en premier lieu les différents coefficient de transmission thermiques surfaciques K pour chaque type de construction, que soit murs a simple cloison ou à double cloison, plancher entre deux étages, portes et fenêtres .(voir annexe 2).

Le coefficient K est donné par la formule suivante :

$$k = \frac{1}{R_{tot}} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \frac{e^i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e}} \quad \textbf{(III.7)}$$

Ou :

- K : coefficient de transmission thermique surfacique. ($W.m^2.°C^{-1}$).
- R_{tot} : résistance thermique totale de paroi .($m^2.°C/W$) .
- h_i,h_e:coefficient de transmission thermique superficielle intérieure et extérieure.($W.m^2.°C$).
- e^i : épaisseur de la couche du matériau (m).
- λ_i : conductivité thermique du matériau ($W.m^{-1}.°C^{-1}$).

III.1.6. vérifications 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 considérés afin d'éviter certains problèmes comme :

- La condensation des vapeurs d'eau la surface interne des parois.
- La condensation des vapeurs d'eau à l'intérieur des parois

La résistance thermique doit vérifier la condition suivante :

$$R > \left[(T_{ai} - T_{ae}) \Big/ (T_{ai} - T_{ri}) \right]^{\frac{1}{h_i}} \quad \textbf{(III.8)}$$

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

T_{ai} : La température de l'air à l'intérieur (°C).

T_{ae} : La température de l'air à l'extérieure (°C).

h_i : Le coefficient d'échange superficiel interne ($W.m^{-2}.°C^{-1}$).

T_{ri} : La température de rosée à l'intérieur (°C).

Donc d'après le diagramme psychrométrique on trouve les températures de rossée (voir annexe 4).

Tableau III.1. *Température de rosées*

Types de locale	Température	L'humidité relative	Température de rossée
Bureau, salle de lecture, médiathèque Entretien salle de répertoire	21	50%	10°C
Hall et cages d'escaliers	18	50%	8°C

III.2. La condensation superficielle

Ce type condensation se produit sur les faces internes des parois lorsque la température de celles-ci est inférieure à celle du rosée de l'air intérieur Pour éviter ce phénomène il faut que $T_{pi} > T_{ri}$

T_{pi} : Température internes de la paroi

T_{ri} : Température de la rosée intérieure de la paroi

Le flux de chaleur traversant deux milieux différents est donné par l'équation suivant :

$$Q = h_i \left(T_i - T_{pi}\right) = k(T_i - T_e) \quad \textbf{(III.9)}$$

D'où

$$T_{pi} = T_i - \left[(T_i - T_e)\frac{k}{h_i}\right] \quad \textbf{(III.10)}$$

Q: Flux de chaleur à travers le mur (W).

T_i: La température à l'intérieur (°C).

T_e: La température à l'extérieur (°C).

h_i: Le coefficient d'échange superficiel interne ($W.m^{-2}.°C^{-1}$).

k: Le coefficient surfacique ($W.m^{-2}.°C^{-1}$).

On utilise le diagramme psychrométrique pour déterminer la température de la rosée à l'intérieur de l'immeuble.

On calculT_{pi} pour chaque paroi en contact avec l'extérieur

T_i = 21°CT_e = 1°C

Après calcul. Les résultats obtenus sont résumé dans les tableaux(x).

Tableau III.2. *Comparaison entre T_{pi} et T_{ri}*

Type de paroi	Coefficient surfacique ($W.m^{-2}.°C^{-1}$)	La température de la paroi intérieure T_{pi}(°C)	Température de rosée de la paroi intérieure T_{ri} (°C)
Mur double cloison	1,33	18.07	10
Poteau	0,4	20.11	
Dalle sans faux plafond	2.08	18.92	

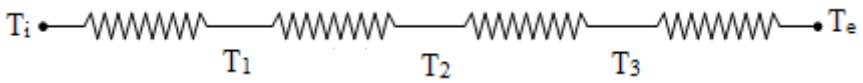
III.3. La condensation dans la masse

Comme son nom l'indique, la condensation dans la masse, qui veut dire la condensation de la vapeur d'eau à l'intérieure 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 les températures des différents couches qui composent chaque type de parois pour en déterminer en suite les différents pressions partielles de vapeur pour chaque couche et les comparer en suite avec les différents pressions de saturation sur un diagramme appeler diagramme de **GLAZER** .

III.3.1. Calcul de température de chaque couche dont les parois sont en contact avec l'extérieur

$$\frac{1}{h_i}\frac{e_i e_2}{\lambda_i \lambda_2}\frac{1}{h_e}$$



$$Q = \frac{S}{\left(\frac{1}{h_i}+\frac{e_1}{\lambda_1}+\frac{e_2}{\lambda_2}+\frac{1}{h_e}\right)}(T_i - T_e) = \frac{S}{\left(\frac{1}{h_i}+\frac{e_1}{\lambda_1}\right)}(T_i - T_2) = \frac{S}{\left(\frac{1}{h_i}+\frac{e_1}{\lambda_1}+\frac{e_2}{\lambda_2}\right)}(T_i - T_3) \qquad \textbf{(III.11)}$$

$$T_2 = T_i - \left\{\frac{\left(\frac{1}{h_i}+\frac{e_1}{\lambda_1}\right)}{\left(\frac{1}{h_i}+\frac{e_1}{\lambda_1}+\frac{e_2}{\lambda_2}+\frac{1}{h_e}\right)}(T_i - T_e)\right\} \qquad \textbf{(III.12)}$$

$$T_3 = T_i - \left\{\frac{\left(\frac{1}{h_i}+\frac{e_1}{\lambda_1}+\frac{e_2}{\lambda_2}\right)}{\left(\frac{1}{h_i}+\frac{e_1}{\lambda_1}+\frac{e_2}{\lambda_2}+\frac{1}{h_e}\right)}(T_i - T_e)\right\} \qquad \textbf{(III.13)}$$

III.3.1.1. Mur à double cloison

T_i= 21°C

$T_1 = T_{pi} = 18.07$ °C

$T_2 = 21 - 1.33(20)(0.11 + 0.01) = 17.80\ °C$

$T_3 = 21 - 1.33(20)(0.11 + 0.01 + 0.2) = 12.48\ °C$

$T_4 = 21 - 1.33(20)(0.11 + 0.01 + 0.2 + 0.16) = 7.23°C$

$T_5 = 21 - 1.33(20)(0.11 + 0.01 + 0.2 + 0.16 + 0.2) = 2.91\ °C$

$T_6 = 21 - 1.33(20)(0.11 + 0.01 + 0.2 + 0.16 + 0.2 + 0.01) = 2.64\ °C$

$T_6 = 21 - 1.33(20)(0.11 + 0.01 + 0.2 + 0.16 + 0.2 + 0.01 + 0.06) = 1.05\ °C$

$T_e = 1°C$

III.3.1.2. Poteau

$T_i = 21°C$

$T_1 = T_{pi} = 20.12\ °C$

$T_2 = 21 - 0.4(20)(0.11 + 0.01) = 20.04\ °C$

$T_3 = 21 - 0.4(20)(0.11 + 0.01 + 2.31) = 1.56\ °C$

$T_4 = 21 - 0.4(20)(0.11 + 0.01 + 2.31 + 0.01) = 1.48\ °C$

$T_5 = 21 - 0.4(20)(0.11 + 0.01 + 2.31 + 0.01 + 0.06) = 1\ °C$

$T_e = 1°C$

III.3.1.3. Dalle sans faux plafond

T_i= 21°C

$T_1 = T_{pi} = 18.92$ °C

$T_2 = 21 - 2.08(20)(0.05 + 0.07) = 16\ °C$

$T_3 = 21 - 2.08(20)(0.05 + 0.07 + 0.09) = 12.28°C$

$T_4 = 21 - 2.08(20)(0.05 + 0.07 + 0.09 + 0.004) = 12.09°C$

$T_5 = 21 - 2.08(20)(0.05 + 0.07 + 0.09 + 0.004 + 0.05) = 10\ °C$

$T_6 = 21 - 2.08(20)(0.05 + 0.07 + 0.09 + 0.004 + 0.05 + 0.12) = 5\ °C$

$T_6 = 21 - 2.08(20)(0.05 + 0.07 + 0.09 + 0.004 + 0.05 + 0.12 + 0.01) = 4.58\ °C$

$T_7 = 21 - 2.08(20)(0.05 + 0.07 + 0.09 + 0.004 + 0.05 + 0.12 + 0.01 + 0.09) = 1\ °C$

$T_e = 1°C$

III.3.2. calcul de pressions de saturation de chaque couche dont parois sont en contact avec l'extérieur

On utilisant la méthode d'interpolation pour définir les pressions de saturation qui correspondant à chaque température

III.3.2.1 Mur double cloison

Tableau III.3. *Pression de saturation entre les couches du Mur à double cloison*

T (°C)	21	18.07	17.8	12.48	7.23	2.91	2.64	1
Pression de saturation (Pa)	2486	2072.38	2037.8	1447.6	1017.56	753.23	738.92	657

III.3.2.2. Poteau

Tableau III.4. *Pression de saturation entre les couches du poteau*

T (°C)	21	20.12	20.04	1.56	1.48	1
Pression de saturation (Pa)	2486	2354.88	2342.96	683.88	680.04	657

III.3.2.3. Dalles sans faux plafond

Tableau II.5. *Pression de saturation entre les couches de la dalle sans faux plafond*

T (°C)	21	18.92	16	12.28	12.09	10	5	4.58	1
Ps (Pa)	2486	2186.28	1817	1423.85	1410.55	1227	872	847	657

III.3.3 Calcul de la pression partielle pour chaque couche dont les parois sont en contact avec l'extérieur

$$P_v = P_{v\,ext} + \left(\frac{e}{\pi}\right)\left[\frac{(P_{v\,int} - P_{v\,ext})}{\Sigma\left(\frac{e}{\pi}\right)}\right] \quad \textbf{(III.14)}$$

P_v : Pression de la vapeur d'eau après chaque couche de paroi (Pa)

$P_{v\,ext}$: La pression à l'extérieur (Pa)

$P_{v\,int}$: La pression à l'intérieur (Pa)

e : L'épaisseur de chaque couche (m)

π : La perméabilité à la vapeur d'eau ($kg.m^{-1}.s^{-1}.Pa^{-1}$)

$$P_{v\,ext} = \emptyset_{ext} \times p_{s\,ext} \quad \textbf{(III.15)}$$

$$P_{v\,int} = \emptyset_{int} \times p_{s\,int} \quad \textbf{(III.16)}$$

$\emptyset_{ext}$: L'humidité relative à l'extérieur (%)

$\emptyset_{int}$:L'humidité relative à l'intérieur (%)

$p_{s\,ext}$: Pression de saturation à l'intérieur (Pa)

$p_{s\,int}$: Pression de saturation à l'extérieur (Pa)

$$P_{v\,ext} = 0.8 \times 657 = 525{,}6\ Pa \quad \textbf{(III.17)}$$

$$P_{v\,int} = 0.5 \times 2486 = 1243\ pa \quad \textbf{(III.18)}$$

III.3.3.1. Mur à double cloison (MDC)

Tableau III.6. *Pression partielle entre les couches de Mur à double cloison*

Couche	**Composants du mur**	***e(m)***	$\pi\left(\frac{kg}{m.s.pa}\right)$	$\frac{e}{\pi}\left(\frac{m^2.s.pa}{kg}\right)$	$p_v(Pa)$
1	Enduit ciment intérieur	0.015	1.05×10^{-11}	0.014×10^{11}	627.05
2	Brique creuse	0.1	2.97×10^{-11}	0.033×10^{11}	866.18
3	Lame d'air	0.1	19.2×10^{-11}	0.005×10^{11}	902.41
4	Brique creuse	0.1	2.97×10^{-11}	0.033×10^{11}	1141.54
5	Enduit ciment extérieure	0.015	1.05×10^{-11}	0.014×10^{11}	1243.00

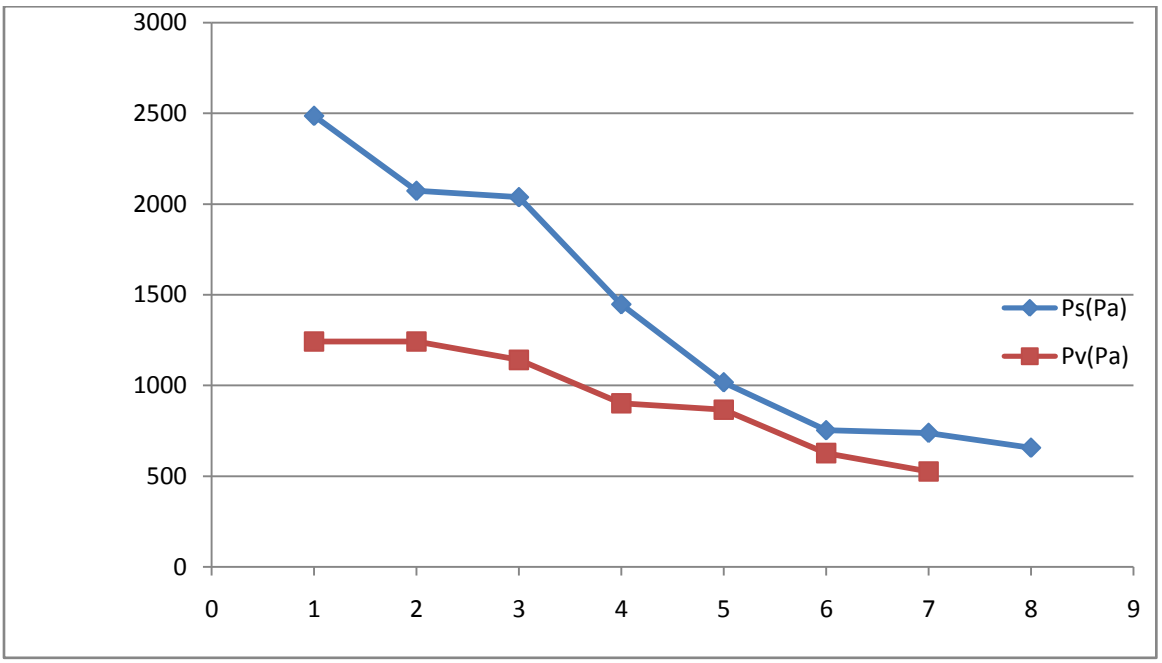


Figure III.4. *Diagramme de Glaser pour MDC .*

III.3.3.2. Poteau

Tableau III.7. *Pression partielle entre les couches du poteau*

Couche	**Composants du Poteau**	***e(m)***	$\pi\left(\frac{kg}{m.s.pa}\right)$	$\frac{e}{\pi}\left(\frac{m^2.s.pa}{kg}\right)$	$p_v(Pa)$
1	Enduit ciment	0.015	1.05×10^{-11}	0.014×10^{11}	566.59
2	Béton armé	0.3	2.3×10^{-11}	0.13×10^{11}	1179.43
3	Enduit ciment	0.015	1.05×10^{-11}	0.014×10^{11}	1243.00

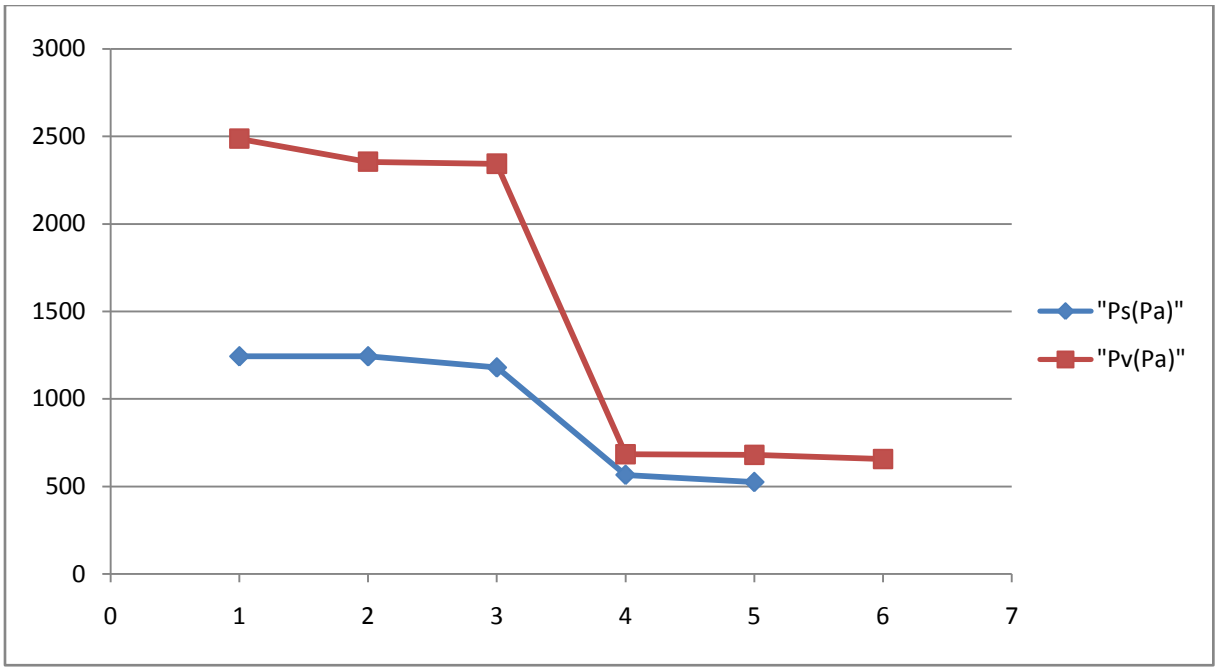


Figure III.5. *Diagramme de Glaser pour un poteau .*

III.3.3.3. Dalles sans faux plafond

Tableau III.8. *Pression partielle entre les couches de la dalle sans faux plafond*

Couche	Composants du Dalles	*e(m)*	$\pi\left(\frac{kg}{m.s.pa}\right)$	$\frac{e}{\pi}\left(\frac{m^2.s.pa}{kg}\right)$	$p_v(Pa)$
1	Gravillon	0.05	4.69×10^{-11}	0.01×10^{11}	551.31
2	Etanchéité multicouche	0.02	6.38×10^{-12}	0.003×10^{12}	628.45
3	Papier kraft	0.001	1.35×10^{-13}	0.0007×10^{13}	808.44
4	Béton	0.08	6.15×10^{-12}	0.013×10^{12}	1142.71
5	Hourdis	0.12	4.75×10^{-11}	0.025×10^{11}	1207
6	Enduit ciment	0.015	1.05×10^{-11}	0.014×10^{11}	1243

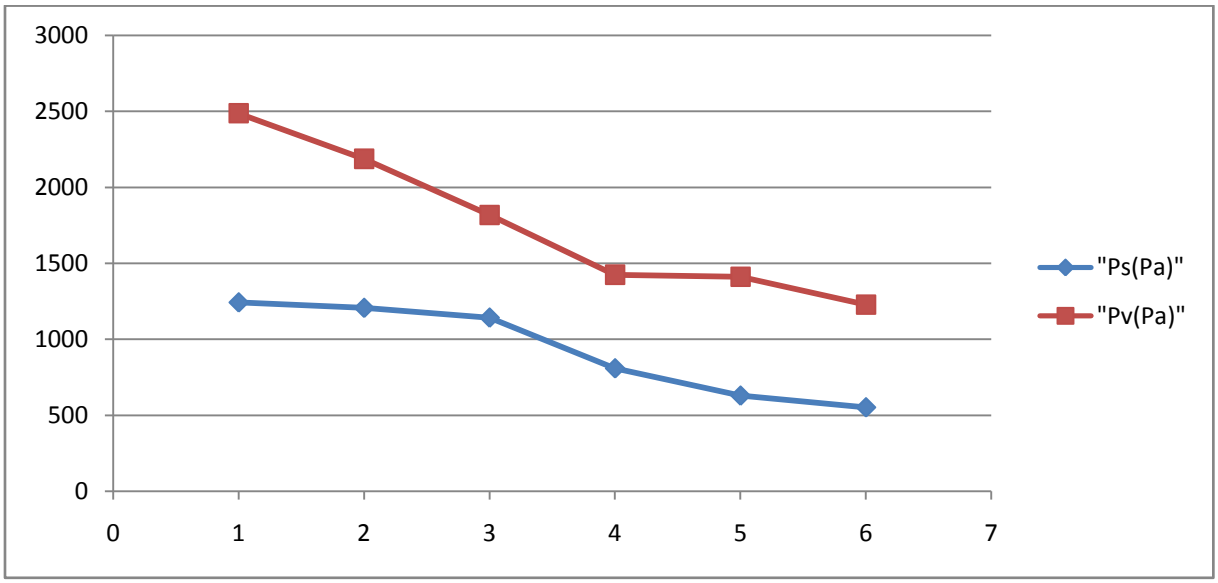


Figure III.6. *Diagramme de Dalles sans faux plafond*

CHAPITRE IV: Calcul du bilan thermique de l'immeuble

IV.1. Introduction

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

Le bilan permet de distinguer les apports et les déperdition thermique pour un local, il y a une influence directe sur le dimensionnement des réseaux d'apport et d'évacuation de l'air , il est donc nécessaire de connaitre avec précision les facteurs qui auront une influence sur lui avant de l'établir On en distingue trois facteurs :

- Facteur géométrique : tels que dimensions du local (superficiel, volume)
- Facteur géographique : tels que latitude, l'orientation du local et l'altitude
- Facteur thermique :
  - Du aux occupants : leur nombre, leur activité et durée de l'occupation
  - Eclairage : puissance et type d'éclairage
  - Machine : moteur, ménagères ….
  - Matériaux de construction

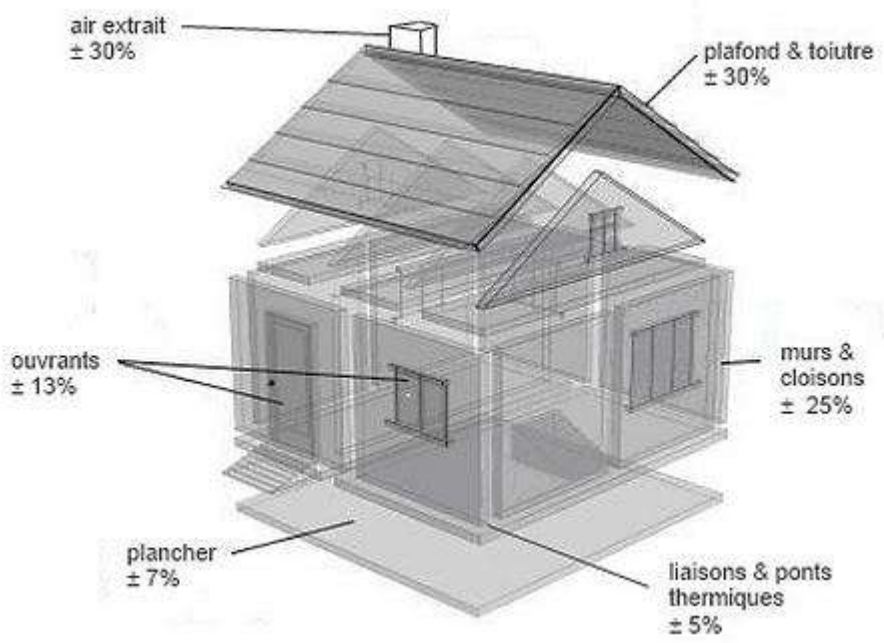


Figure IV.1. Schéma Représente les déperditions par transmission

IV.2. Calcul de déperditions

IV.2.1. Méthode de calcul

On distingue deux types de déperdition : [15]

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

IV.2.2. calcul des déperditions de base par transmissions

Pour le calcul de ces déperditions nous avons la formule suivante :

$$D_T = D_S + D_{li} + D_{sol} + D_{lnc} \quad \textbf{(IV.1)}$$

Sachons que :

- D_T: Déperdition par transmission.
- D_S: Déperdition surfacique à travers les parties courantes des parois en contact avec L'extérieur.
- D_{li}: Déperdition à travers les liaisons.
- D_{sol}: Déperdition à travers les parois en contact avec le sol.
- D_{lnc}: Déperdition à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés.

IV.2.2.1. Les déperditions surfaciques par transmission à travers les parois

Les déperditions surfaciques par transmissions à travers une paroi séparant deux ambiances différentient sont donnés par la formule suivant

$$D_s = K \times A \times \Delta T \quad \textbf{(IV.2)}$$

K : coief

IV.2.2.2. 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, et ils sont donnés la formule suivante :

$$D_{li} = K_l \times A \times \Delta T \quad \textbf{(IV.3)}$$

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

$$\sum (K_l \times A \times \Delta T) = 0.2 \times \sum (K \times A \times \Delta T)$$

IV.2.2.3. Les déperditions pat transmissions à travers les parois en contact avec le sol

Dans ce type de déperdition on distingue trois types de parois, les bas enterrés, les murs enterrés et les planchers hauts enterrés. Pour ce qui concerne l'immeuble étudié, on trouve deux parmi les trois types de parois, le plancher bas et mur enterrés.

Les déperditions D_{sol} pour un plancher bas ou un mur enterré, sont données par la formule suivante :

$$D_{sol} = K_S \times A \times \Delta T \quad \textbf{(IV.4)}$$

IV.2.2.4. 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(D_{lnc}), sont données par la formule suivante :

$$D_{lnc} = T_{au} \times [\sum (K \times A \times \Delta T) + \sum (K_l \times L \times \Delta T)] \quad \textbf{(IV.5)}$$

On ne constate que ces déperditions D_{lnc} sont pondérées par un coefficientT_{au}, dit «coefficient de réduction de température». La valeur de T_{au} est comprise entre O et 1, ce dernier est donnée par la formule suivante :

$$T_{au} = \frac{t_i - t_n}{t_i - t_e} = \frac{d_e}{d_e - a_c} \quad \textbf{(IV.6)}$$

Avec :

- t_i : Température intérieure. (°C)
- t_n : Température de l'espace non chauffé. (°C)
- t_e : Température extérieure. (°C)
- a_c : apports de chaleur des divers locaux chauffés vers le local non chauffé (W.°C^{-1}).
- d_e : Déperdition du local non chauffé vers l'extérieur.(W.°C^{-1}).

On a que le coefficient $K \leq 1{,}2$ alors on peut dire que les parois extérieures de la circulation commune est Isolées.

La valeur de T_{au} a partir le DTR Tableau 6.4$T_{au} = 0{,}3$

IV.2.2.5. Calcul des températures de locaux non chauffés :

$$t_n = T_i - (T_i - T_e) \times T_{au} \quad \textbf{(IV.7)}$$

$$\text{AN:} t_n = 21 - (21 - 1) \times 0{,}3 \quad \textbf{(IV.8)}$$

$$t_n = 15℃$$

IV.2.3. 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 de ventilation.
- Des déperditions supplémentaires par infiltrations dues à l'effet de vent.

Les déperditions par renouvellement d'air de l'immeuble ont pour expression :

$$D_R = 0{,}34 \times (Q_V + Q_S) \times \Delta T \quad \textbf{(IV.9)}$$

Avec :

- 0,34 : chaleur volumique de l'air. (Wh /m^3 .°C)
- Q_V : débit spécifique de ventilation. (m^3/h)
- Q_S : débit supplémentaires par infiltrations dues au vent.(m^3/h)

$0{,}34 \times Q_v(W/°C)$ Représente les déperditions dues au fonctionnement normal des dispositifs de ventilation notées D_{Rv} , de même $0{,}34 \times Q_s(W/°C)$ représente les déperditions supplémentaire dues au vent , notées D_{Rs} Comme on peut aussi les écrire sous la forme suivante :

$$D_{RV} = 0{,}34 \times Q_V \times \Delta T \quad \textbf{(IV.10)}$$

$$D_{RS} = 0{,}34 \times Q_S \times \Delta T \quad \textbf{(IV.11)}$$

D_{RV} : Déperditions dues au fonctionnement des dispositifs de ventilation. (W).

D_{RS} : Des déperditions supplémentaires par infiltrations dues à l'effet de vent. (W)

Le débit spécifique de ventilation Q_V :

$$Q_V = Max[0{,}6 \times V_h ; Q_{v\,réf}] \quad \textbf{(IV.12)}$$

V_h : Volume habitable. (m^3)

$Q_{v\,réf}$: désigne le débit extrait de référence (m^3/h)

$$Q_{v\,réf} = \frac{5 \times Q_{v\,min} + Q_{v\,max}}{6} \quad \textbf{(IV.13)}$$

$Q_{v\,max}$: est le débit extrait maximal de référence (m^3/h)

$Q_{v\,min}$: est le débit extrait minimal de référencé (m^3/h)

a partir le DTR

- $Q_{v\,min}$ = 120 (m^3/h)
- $Q_{v\,max}$ = 60 (m^3/h)

Le débit supplémentaireQ_S :

$$Q_S = \sum(P_{Pi} \times e_{Vi}) \quad \textbf{(IV.14)}$$

P_{Pi} : Perméabilité surfacique à l'air de l'ouvrant. (m/h)

e_{Vi} : Coefficient d'exposition au vent affecté à la paroi.

A partir le DTR **Tableau 7.4**

$$e_{Vi} = 1{,}4$$

La perméabilité P_{Pi} des parois i est donnée par la formule :

$$P_{Pi} = \sum(P_{0j} \times A_j) \quad \textbf{(IV.15)}$$

P_{0j} : Perméabilité surfacique à l'air de l'ouvrant j ($m^3/h.m^2$)

A_j : La surface de l'ouvrant j

A partir le DTR Tableau 7.3

Fenêtre : 4,0 ($m^3/h.m^2$)

Porte : 6,0 ($m^3/h.m^2$)

Les locaux concernés :

Les locaux qui doivent être chauffés et dont nous allons calculer les déperditions sont subdivisés comme suit :

RDC :

- Salle de lecture N° 1
- Salle de lecture N° 2
- Hall avec l'extérieur
- Salle de prêt
- Entretien

1er étage :

- Salle de réception
- Bureau N° 1
- Bureau N° 2
- Bureau N° 3
- Attente
- Caisse + WLC
- Médiathèque

Apres avoir calculer les déférentes déperditions de l'immeuble. Les résultats obtenus sont résumé dans les tableaux (III.I, III.2,…….et III.)

Le RDC

Tableau IV.1. *Déperditions thermiques à travers les différentes parois De salle de lecture N°1*

Parois	Types	K(W/m^2°C)	S (m^2)	ΔT (°C)	Déperditions surfacique D_S (W)	Déperditions D_{lnc} (W)
Mur 01	MDC	1,33	41,90	20	1114,45	-
Mur 02	MDC	1,33	43,5	20	1157,1	-
Mur 03	MSC	2,27	1,68	3	351,94	-
Mur 04	Béton arme 0.3	0,4	9,69	6	23,25	-
Porte(02)	Bois	2	2,64	3	15,84	-
Fenêtres(06)	Bois	5	1,68	20	168	-
Fenêtres(02)	Bois	5	2,24	20	224	-
La somme des déperditions surfacique par transmission D_T(W)						4134,42
Les déperditions à travers les liaisons D_{li}(W)						826,88

Tableau IV.2. *Déperditions thermiques à travers différentes parois vers de salle de lecture N°2*

Parois	Type	K(W/m^2°C)	S(m^2)	ΔT (°C)	Déperditions surfacique D_S (W)	Déperditions D_{lnc} (W)
Mur 01	MDC	1,33	67,04	20	1783,26	-
Mur 02	MSC	2,27	7,9	3	53,79	-
Mur 03	MSC	2,27	15,13	3	103,03	-
Porte(02)	Bois	2	2,64	3	15,84	-
fenêtre(06)	Bois	5	1,68	20	168	-
fenêtre(02)	Bois	5	2,24	20	224	-
La somme des déperditions surfacique par transmission D_T(W)						3427,76
Les déperditions à travers les liaisons D_{li}(W)						685,55

Tableau IV.3. *Déperditions thermiques à travers les différentes parois de chaufferie*

Parois	Types	Surface (m^2)	K($W/m^2°C$)	ΔT (°C)	Déperditions surfacique D_S (W)	Déperditions D_{lnc} (W)
Mur 01	MDC	11,64	1,33	14		216,73
Mur 02	MDC	8,01	1,33	14		149,14
Mur 03	Béton Arme	14,28	0,4	6		34,27
Porte(01)	Bois	2,64	2	14		73,92
fenêtre(01)	Bois	1,68	5	14		117,6
La somme des déperditions surfacique par transmission D_T(W)						0
Les déperditions à travers les liaisons D_{li}(W)						0
Déperdition à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés.						591.66

Tableau IV.4. *Déperditions thermiques à travers les différentes parois d'Entretien*

Parois	Types	K($W/m^2°C$)	Surface (m^2)	ΔT (°C)	Déperditions surfacique $\boldsymbol{D_S}$ (W)	Déperditions $\boldsymbol{D_{lnc}}$ (W)
Mur 01	MDC	1,33	33,04	20	878,86	-
Mur 02	MSC	2,27	27,2	3	185,23	-
Portes	Bois	2	2,64	6	31,68	-
Fenêtre(3)	Bois	5	1,68	20	168	-
La somme des déperditions surfacique par transmission D_T(W)						1600
Les déperditions à travers les liaisons D_{li}(W)						320

Tableau IV.5. *Déperditions thermiques à travers les différentes parois de Stockage*

Parois	Types	K($W/m^2°C$)	Surface (m^2)	ΔT (°C)	Déperditions surfacique $\boldsymbol{D_S}$ (W)	Déperditions $\boldsymbol{D_{lnc}}$ (W)
Mur 01	MDC	1,33	42,18	14	-	785,39
Mur 02	MDC	1,33	39,84	14	-	741,82
Mur 03	MSC	2,27	11,64	6	-	158,53
Mur 04	MSC	2,27	24,56	3	-	167,25
Mur 05	MSC	2,27	18,7	6	-	254,69
01 Porte	Bois	2	2,64	6	-	31,68
01 Porte	Bois	2	2,64	3	-	15,84
04Fenêtre	Bois	5	1,68	6	-	50,4
Déperdition à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés $\boldsymbol{D_{lnc}}$						2155,2

Tableau IV.6. *Hall avec l'extérieur*

Parois	Types	K(W/m²°C)	Surface (m²)	ΔT (°C)	Déperditions surfacique D_S (W)	Déperditions D_{lnc} (W)
Mur (1)	MDC	1,33	8,94	17	202,13	-
portes	Bois	2	7,04	17	239,36	-
La somme des déperditions surfacique par transmission D_T(W)						441,49
Les déperditions à travers les liaisons D_{li}(W)						88,29

Le 1er étage :

Tableau IV.7. *Déperditions thermiques à travers les différentes parois de Salle de répertoire*

Parois	Types	K(W/m²°C)	Surface (m²)	ΔT (°C)	Déperditions surfacique D_S (W)	Déperditions D_{lnc} (W)
Mur 01	MDC	1,33	51,87	20	1379,74	-
Mur 02	MSC	2,27	11,2	3	76,27	-
Mur 03	MSC	2,27	2,64	3	18	-
Portes	Bois	2	2,64	3	15,84	-
03fenêtres	Bois	5	1,68	20	168	-
02fenêtres	Bois	5	2,24	20	224	-
La somme des déperditions surfacique par transmission D_T(W)						2441,85
Les déperditions à travers les liaisons D_{li}(W)						488,37

Tableau IV.8. *Déperditions thermiques à travers les différentes parois de Bureau 01*

Parois	Types	K(W/m²°C)	Surface (m²)	ΔT (°C)	Déperditions surfacique D_S (W)	Déperditions D_{lnc} (W)
Mur 01	MDC	1,33	8,69	20	231,54	-
01 fenêtre	Bois	5	1 ,68	20	168	-
La somme des déperditions surfacique par transmission D_T(W)						400
Les déperditions à travers les liaisons D_{li}(W)						80

Tableau IV.9. *Déperditions thermiques à travers les différentes parois de Bureau 02*

Parois	Types	K(W/m²°C)	Surface (m²)	ΔT (°C)	Déperditions surfacique $\boldsymbol{D_S}$ (W)	Déperditions $\boldsymbol{D_{lnc}}$ (W)
Mur 01	MDC	1,33	9,21	20	245	-
Mur 02	MSC	2,27	14,28	3	97,24	-
Fenêtre	Bois	5	1,68	20	168	-
La somme des déperditions surfacique par transmission D_T(W)						510,24
Les déperditions à travers les liaisons D_{li}(W)						102,04

Tableau IV.10. *Déperditions thermiques à travers les différentes parois Bureau 03*

Parois	Types	K(W/m²°C)	Surface (m²)	ΔT (°C)	Déperditions surfacique $\boldsymbol{D_S}$ (W)	Déperditions $\boldsymbol{D_{lnc}}$ (W)
Mur 01	MDC	1,33	16,68	20	443,68	-
Mur 02	MDC	1,33	9,86	20	262,27	-
Fenêtre	Bois	5	1,68	20	168	-
La somme des déperditions surfacique par transmission D_T(W)						873,95
Les déperditions à travers les liaisons D_{li}(W)						174,79

Tableau IV.11. *Déperditions thermiques à travers les différentes parois de Médiathèque*

Parois	Types	K(W/m²°C)	Surface (m²)	ΔT (°C)	Déperditions surfacique $\boldsymbol{D_S}$ (W)	Déperditions $\boldsymbol{D_{lnc}}$ (W)
Mur 01	MDC	1,33	116,26	20	3092,51	-
Mur 01	MSC	2,27	35,35	3	240,73	-
Porte	Bois	2	7,92	20	316,8	-
Porte	Bois	2	5,28	3	31,68	-
(07) fenêtre	Bois	11,76	5	20	1176	-
02 fenêtre	Bois	4,48	5	20	448	-
La somme des déperditions surfacique par transmission D_T(W)						5305,72
Les déperditions à travers les liaisons D_{li}(W)						1061,14

Tableau IV.12. *Déperdition vide avec l'extérieur.*

Parois	Types	K (W/m²°C)	Surface (m²)	ΔT (°C)	Déperditions surfacique $\boldsymbol{D_S}$ (W)	Déperditions $\boldsymbol{D_{lnc}}$ (W)
Mur	MDC	1,33	12,62	3	50,35	-
La somme des des déperditions surfacique par transmission D_T(W)						50,35
Les déperditions à travers les liaisons D_{li}(W)						10,10

Tableau IV.13. *Déperdition pour la caisse + WC avec l'extérieur.*

Parois	Types	K (W/m²°C)	Surface (m²)	ΔT (°C)	Déperditions surfacique $\boldsymbol{D_S}$ (W)	Déperditions $\boldsymbol{D_{lnc}}$ (W)
Mur	MDC	1,33	27,2	3	108,5	-
La somme des déperditions surfacique par transmission D_T(W)						108,5
Les déperditions à travers les liaisons D_{li}(W)						21

Tableau IV.14. *Plancher de terrasse avec l'extérieur*

Parois	Types	K(W/m²°C)	Surface (m²)	ΔT (°C)	Déperditions surfacique $\boldsymbol{D_S}$ (W)	Déperditions $\boldsymbol{D_{lnc}}$ (W)
Sol	DSFP	2,08	87,21	14	-	2539,7
Sol	DSFP	1,82	35,2	14	-	896,89
Sol	DSFP	1,82	46,8	6	-	511,05
Sol	DSFP	1,82	15,75	3	86	-
La somme des des déperditions surfacique par transmission D_T(W)						86
Les déperditions à travers les liaisons D_{li}(W)						17,2
Déperdition à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés.						3974,16

Déperditions de renouvellement d'air:

Tableau IV.15. *Déperditions de renouvellement d'air*

Les locaux	Q_S	Q_V	D_R
RDC	310,24	27,54	2296,9
1er étage	426,55	27,54	3087,81
$\sum D_R$			5384,71

Tableau IV.16. *Déperditions thermique à travers les différents locaux du RDC*

Les locaux	D_T	D_{li}	D_{lnc}	D_{tot}
Salle de lecture 1	4134,42	826,88	-	4961,3
Salle de lecture 2	3427,76	685,55	-	4113,31
entretien	1600	320	-	
stockage	-	-	2155,2	2155,2
chaufferie	-	-	591.66	591.66
hall	441,49	88,29	-	529,78
$\sum D_{tot}$ de RDC				12351.25

Tableau IV.17. *Déperditions thermique à travers les différents locaux du 1er étage*

Les locaux	D_T	D_{li}	D_{lnc}	D_{tot}
Salle de répertoire	2441,85	488,37	-	2930,22
Bureau 01	400	80	-	480
Bureau 02	510,24	102,04	-	612,28
Bureau 03	873,95	174,79	-	1048,74
Médiathèque	5305,72	1061,14	-	6366,86
Espace vide avec l'extérieur	50,35	10,10	-	60,45
la caisse + WC avec l'extérieur	108,5	21,7	-	130,2
Plancher	86	17,2	3974,16	4077,36
$\sum D_{tot}$ de 1er étage				15706,11

Alors :

$$D_T = \sum D_{tot} \text{ de RDC} + \sum D_{tot} \text{ de } 1^{er} \text{ étage} \qquad \textbf{(IV.16)}$$

$$\boldsymbol{D_T = 28,05\ kw}$$

IV.2.4. vérification réglementaire [15]

les déperdition par transmission D_T du l'immeuble doivent vérifier la relation suivante

$$D_T \leq 1{,}05 \times D_{réf}$$

Avec :

D_T : Les déperditions par transmission du l'immeuble (W)

$D_{réf}$: Les déperditions de référence (W)

Dans notre cas et pour simplifier plus notre travail, on multiplie directement les $D_{réf}$ par le gradient de temperateur $\Delta T°$

Les déperditions de référence sont calculées par la formule suivante

$$D_{réf} = (a \times S_1 + b \times S_2 + c \times S_3 + d \times S_4 + e \times S_5) \times \Delta T \qquad \textbf{(IV.17)}$$

Les S_i (m^2) représentent les surfaces des parois a travers lesquelles il y a déperdition, elles concernent respectivement :

- S_1 : la toiture
- S_2 : le plancher
- S_3 : les murs
- S_4 : les portes
- S_5 : les fenêtres

Dans notre cas, la toiture c'est une décore , donc S_1=0

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

Tableau IV.18. *Les différents coefficients pour les vérifications réglementaires*

Zone	Immeuble collectif				
	A	B	C	D	E
B	0,9	2,4	1,2	3,5	4,5

On aura donc :

$$D_{réf} = (2{,}4 \times S_2 + 1{,}2 \times S_3 + 3{,}5 \times S_4 + 4{,}5 \times S_5) \times \Delta T \quad \textbf{(IV.18)}$$

$S_2 = 600{,}65\ m^2$

$S_3 = 521{,}28\ m^2$

$S_4 = 17{,}6\ m^2$

$S_5 = 75{,}04\ m^2$

$$D_{réf} = (2{,}4 \times 600{,}65 + 1{,}2 \times 521{,}28 + 3{,}5 \times 17{,}6 + 4{,}5 \times 75{,}04) \times 20 \quad \textbf{(IV.19)}$$

D'où :

$$1{,}05 \times D_{réf} = 51{,}79 \text{ KW}$$

Apres les calculs on :

D_T = 21 ,33 KW

Donc 21 ,33 < 51,79 , alors on peut dire que la condition est vérifie

IV.3. Calcul des apports :

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

IV.3.1. Principe et méthode de calcule des apports thermique :

On admet que le régime des conditions extérieures , les apports calorifique doivent être déterminés selon les étapes suivent :

- Définition des zones (ou volumes) thermique ; une zone thermique et un volume
- Déterminations de l'intervalle de temps critique ; pour ce faire ; pour chaque façade, on

détermine l'heure que correspond aux gains maximums par transmission à travers les parois opaque 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 (le heure de journée sont données en temps solaire Vrai "TSV").

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

Les apports calorifiques sensibles **AS** et latents **AL** sont donnés par la relation suivant [16] :

$$A_s = APO + AV + AL_s + ALNF_s \quad \textbf{(VI.21)}$$

$$AL = AL_L + ALNF_L \quad \textbf{(VI.22)}$$

- APO : apports par les parois opaques (W)
- AV : apports a travers les parois vitrées (W)
- ALs et ALL : parties sensibles et latentes des apports internes (W)
- AINFS et AINFL : parties sensibles et latentes des apports dus aux infiltratio ns d'air (W)

Les apports calorifiques totaux sensibles ATs et latents ATL sont donnés par :

$$ATS = (C\Delta as \times AS)ARENS \quad \textbf{(IV.23)}$$

$$ATL = (C\Delta Al \times AL) + ARENL \quad \textbf{(IV.24)}$$

Où :

- *As et AL : apports internes sensibles et latentes (W)
- *ARENS et ARENL : parties sensibles et latentes des apports dus aux ventilations d es locaux (W)
- **C∆as** et **C∆aL** : coefficients majorateurs des gains sensibles et latents

Nb : les calculs doivent être menés pour le mois de juillet

IV.3.2. Apports à travers les parois opaques

Les apports de chaleur à travers une paroi opaque à un instant t ; APO(T) sont données par la formule suivant [16] :

$$APO(t) = 1{,}2 \times K_{été} \times S_{int} \times \Delta t_e(t) \qquad \textbf{(IV.25)}$$

- **1.2 :** coefficient majoration tenant compte des apports latéraux linéiques (à travers le sponts thermiques)
- **Kété :** coefficient de transmission en partie courante de la paroi considérée pour l' été (w /m^2 °C)
- **Sint :** surface intérieure totale de la paroi considérée (m^2)

Δ**te(t) :** déférence équivalente de température à l'instant **t** (°C)

IV.3.3. Apports à travers les parois vitrées

Les apports à travers les parois vitrées ; dans notre cas extérieures AV(t) sont données par les formule suivants [16] :

$$AV(t) = AVT(t) + AVE(t) \qquad \textbf{(IV.26)}$$

- **AVT(t) :** Apports dus au gradient de température à travers les parois vitrées (W)
- **AVE(t) :** Apports dus au rayonnement solaire à travers les parois vitrées (W)

a) 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 extérieu res sont données par la formule suivante :

$$AVT(t) = 1{,}2 \times K_{été} \times S_{ouv} \times [TS_e(t) \times TS_{bi}] \qquad \textbf{(IV.27)}$$

- **1.2:** un coefficient majorateur tenant compte des apports latéraux linéiques (à travers
- les ponts thermiques)
- **Kété:** le coefficient de transmission on partie courante de la paroi considérée pour l'été (w /m^2°C)
- **SOUV :** la surface de l'ouverture dans les parois opaques **(m^2)**
- **TSe (t) :** la température extérieure sèche à l'instant **t (°C)**

- **TSbi :** la température intérieure de base **(°C)**

b) Apports dus au rayonnement solaire à travers les parois vitrées

Les apports dus au rayonnement solaire **AVE**(t) à travers les parois vitrées extérieures sont données par la formule suivent [16] :

$$AVE(t) = [SV_{ens} \times I_t + SV_{omb} \times I_d] \times FS \times N_{pvi}(t) \quad \textbf{(IV.28)}$$

- **S_{Vens}(m^2) :** la surface vitrée ensoleillée
- **S_{Vomb}** : (en m^2) la surface vitrée à l'ombre
- **I_t :** le rayonnement totale maximale réel (w /m^2)
- **I_d :** le rayonnement diffus maximal réel (w /m^2)
- **N_{PVI}(t) :** le coefficient d'amortissement relatif aux apports par ensoleillement à trav ers les parois vitrées à l'heure **t** considérée.
- **F_S :** Le facteur solaire du vitrage

IV.3.4. Apports de chaleur internes

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

a) Principe de calcul

Les apports internes, lorsqu'ils existent, sont calculés en les considérants pendant la durée de fonctionnement de l'installation de climatisation. Ces apports sont calculés en considérant des gains sensible, on utilise pour les besoin du calcul un coefficient dit d'amortissement noté NAI(t), ce coefficient est à affecter séparément pour chaque apports interne .ils sont déterminés en multipliant pour chaque apports, les gains maxima 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 la formule générale suivante [16] :

$$AI(t) = \sum(CS_J \times AI_{SJ} \times N_{ALJ}) + \sum(CS_J \times A_{IJ}) \quad \textbf{(IV.29)}$$

- **AISJ** : partie sensible de l'apport interne (W)
- **ALIJ** : partie latent de l'apport interne (W)
- **CSJ** : coefficient de simultanéité relatif à l'apport interne **j**
- **ALIJ** : coefficient d'amortissement relatif à l'apport interne **j** (dans ce cas **ALIJ** =100%)

IV.3.5.Calcul des apports internes

a) Apports dus aux occupants

Les gains internes pour un occupant sont donnés dans le tableau suivant :

Tableau IV.19. *Les gains internes pour un occupant*

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

b) Apports dus aux machines électriques :

- Les appareils peuvent constituer à la fis une source de chaleur sensible et latente, ou seulement une source de gains sensible.
- Une machine électrique utilisée dans un local dégager intégralement l'équivalent Calorifique de la puissance électrique moyenne absorbée.

Tableau IV.20. *Pour calculer ces dégagements*

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

c) Apports dus à l'éclairage

Les appareils constituent une source de chaleur sensible. Si l'on connait la puissance installée pour l'éclairage, les gains dus à celui-ci sont donnée par la formule suivante :

$$AL= \Sigma (W_n \times C_{me} \times C_{cr}) \quad \textbf{(IV.30)}$$

Ou :

- **Wn :** La puissance nominale de l'ampoule ou du tube fluorescent (**W**).
- **Cme** : est un coefficient de majoration ; il est égale à :
  - **1.2 :** Pour les lampes à incandescence,
  - **1 .25 :** Pour les tubes fluorescents ;
- **Ccr :** Est le pourcentage de chaleur résiduelle correspondant à la part d'énergie restant dans la salle **Ccr** dans notre cas est égal à 1

Si l'on ne connait pas la puissance installée pour l'éclairage, on calculera les gains dus à celui-ci en utilisant :

Tableau IV.21. *Apports dus à l'éclairage*

Désignation du local ou genre d'activité	Intensité lumineuse recommandée (lux)	Puissance dégagée des lampes ou des tubes (W/m2)	
		Lampes à incandescence	Lampes fluorescentes
Enterprise, pièce d'habitation, théâtre	120	25	8

IV.3.6. Apports de chaleur par introduction d'air extérieur :

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

- Apports dus aux infiltrations que interviennent directement dans le bilan du local, ces apports sont associer au débit d'infiltration $\mathbf{q_{vinf}}$.
- Les apports dus à l'introduction d'air neuf que interviennent dans le bilan calorifique totale, ces apports associer au débit d'air neuf $\mathbf{q_{van}}$

Les apports dus au renouvellement de l'air ARENS et dus aux infiltrations AINFS sont donnés par les formules suivantes :

$$ARENS = 0{,}32 \times q_{van} \times (TS_e(t) - TS_{bi}) \quad \textbf{(IV.31)}$$

$$AINFS = 0{,}32 \times q_{vinf} \times (TS_e(t) - TS_{bi}) \quad \textbf{(IV-32)}$$

- 0.32 (j/m^3.°C) : le produit de la chaleur spécifique de l'air (1004 J/Kg .°C) p r la masse volumique de l'air (1.15kg /m^3) et par facteur de conversion (1/3600).
- qvan : le débit de l'air neuf (m^3/h)
- qvinf : le débit dus aux infiltrations (m^3/h)
- TSe(t) : la température sèche de l'air extérieur à l'instant t (°C)
- TSbi : la température sèche de l'air intérieure (°C)

Les apports latents dus au renouvellement de l'air **ARENS** et dus aux infiltrations **AINFS** sont donnés par la formule suivante :

$$ARENS(t) = 0{,}979 \times q_{van} \times \max[(HS_{be} - HS_{bi}); 0] \quad \textbf{(IV.33)}$$

$$AINFS(t) = 0{,}979 \times q_{vinf} \times \max[(HS_{be} - HS_{bi}); 0] \quad \textbf{(IV.34)}$$

- 0.979(j .kgair /gvap .m3air) : le produit de la masse volumique moyenne de l'air (1.15kg /m^3) par la chaleur de vaporisation de l'eau (2498J/g) et par facteur de conversion (1/3600).
- qvan : le débit de l'air neuf (m^3/h)
- qvinf : le débit dus aux infiltrations (m^3/h)
- HSbe(t) : l'humidité spécifique de base de l'air extérieure (°c)
- HSbi (t) **:** l'humidité spécifique de base de l'air intérieure (°c)

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

$$q_{vinf} = (q_{voinf,i} \times S_{ouv,i}) \quad \textbf{(IV.36)}$$

qvinf,i (m^3/h) : le 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 valeur de tableau qui suit :

Tableau IV.22. *Les infiltrations par les portes et fenêtres*

DESIGNATION	qvinf,i (m3 /h)
Fenêtre ou porte-fenêtre	15
Porte simple	21.7

Les tableaux suivants montrent un exemple de calcul des différents apports (sensib le et latents) pour les locaux de chaque niveau de l'immeuble (le temps de calcul est pris à 8h qui vaut 9h TSV).

Tableau IV.23. *Apports à travers les différentes parois de l'entretien*

Parois	Types	S (m^2)	Orientation	$K_{été}$ (w /m^2 °C)	T_{sb}	T_{se}	ΔT_e	Δlnc	A(w)
Mur 01	MDC	28.56	N	1.33	25	37	6.2	-	282.60
Mur 02	MSC	9.72	-	2.27	25	37	-	9	198.57
Mur 03	MSC	12.60	-	0.56	25	37	-	20	141.12
Mur 04	MSC	8.1	-	2.27	25	37	-	6	110.32
Mur 05	MSC	14.1	-	2.27	25	37	-	9	288.06
Les apports dus au gradient de température entre deux ambiances A(t)(w)									1020.67
AV(t)									344.16
Ais (t) (w)									461.26
AINFs(t) (w)									280.62
$AREN_s(t)\ (w)$									345.6
La somme des apportes latent $\sum A_s\ (t)(w)$									1087.48
Ail (t) (w)									288
AINFI(t) (w)									87.36
$AREN_I(t)\ (w)$									107.59
La somme des apportes latent $\sum Al\ (t)(w)$									482.95

Tableau IV.23. *Apports à travers les différentes parois de la salle de lecture*

Parois	Types	S (m^2)	Orientation	$K_{été}$ (w /m^2 °C)	T_{sb}	T_{se}	ΔT_e	Δlnc	A(w)
Mur 01	MDC	33.63	E	1.33	25	37	7.75	-	415.96
Mur 02	MSC	12.6	-	2.27	25	37	-	6	171.61
Mur 03	MSC	8.1	-	2.27	25	37	-	6	110.32
Mur 04	MSC	16.59	-	2.27	25	37	-	6	225.95
Mur 05	MDC	6.42	S	1.33	25	37	10.36	-	106.15
Mur 06	MDC	6.24	S	1.33	25	37	10.36	-	103.17
Mur 07	MDC	6.42	S	1.33	25	37	10.36	-	106.15
Mur 08	MDC	2.7	E	1.33	25	37	7.75	-	33.39
Mur 09	MDC	2.7	O	1.33	25	37	9.64	-	41.54
Mur 10	MDC	4.5	E	1.33	25	37	7.75	-	55.66
Les apports dus au gradient de température entre deux ambiances A(t)(w)									1369.9
AV(t)									3487.8
Ais (t) (w)									3654.89
AINFs(t) (w)									748.33
$AREN_s(t)\ (w)$									3456
La somme des apportes latent $\sum A_s\ (t)(w)$									7859.22
Ail (t) (w)									2976
AINFI(t) (w)									232.77
$AREN_l(t)\ (w)$									107.59
La somme des apportes latent $\sum Al\ (t)(w)$									3315.96

Tableau IV.24. *Apports à travers les différentes parois de la salle de lecture enfant*

Parois	Types	S (m^2)	Orientation	$K_{été}$ (w /m^2 °C)	T_{sb}	T_{se}	ΔT_e	Δlnc	A(w)
Mur 01	MSC	9.6	-	2.27	25	37	-	6	130.75
Mur 02	MDC	6.24	S	1.33	25	37	1.36	-	103.17
Mur 03	MDC	6.42	S	1.33	25	37	10.36	-	106.15
Mur 04	MDC	6.42	S	1.33	25	37	10.36	-	106.15
Mur 05	MDC	2.7	E	1.33	25	37	7.75	-	33.39
Mur 06	MDC	10.7	O	1.33	25	37	9.64	-	203.9
Mur 07	MDC	2.7	O	1.33	25	37	9.64	-	41.54
Mur 08	MDC	2.7	E	1.33	25	37	9.64	-	55.66
Les apports dus au gradient de température entre deux ambiances A(t)(w)									780.71
AV(t)									2167.36
Ais (t) (w)									1000
AINFs(t) (w)									561.25
$AREN_s(t)\ (w)$									942.6
La somme des apportes latent $\sum A_s\ (t)(w)$									2503.85
Ail (t) (w)									768
AINFI(t) (w)									174.33
$AREN_I(t)\ (w)$									286.92
La somme des apportes latent $\sum Al\ (t)(w)$									1229.65

Tableau IV.25.*Apports à travers les différentes parois de la salle de pret*

Parois	Types	S (m^2)	Orientation	$K_{été}$ (w /m^2 °C)	T_{sb}	T_{se}	ΔT_e	Δlnc	A(w)
Mur 01	MSC	1452	-	2.27	25	37	-	9	296.64
Mur 02	MSC	13.35	-	2.27	25	37	-	6	181.82
Mur 03	MDC	10.7	O	1.33	25	37	9.64	-	155.23
Les apports dus au gradient de température entre deux ambiances A(t)(w)									633.69
AV(t)									410.6
Ais (t) (w)									1000.13
AINFs(t) (w)									187.08
$AREN_s(t)\ (w)$									172.8
La somme des apportes latent $\sum A_s\ (t)(w)$									1360.01
Ail (t) (w)									144
AINFI(t) (w)									58.24
$AREN_I(t)\ (w)$									53.79
La somme des apportes latent $\sum Al\ (t)(w)$									256.03

Tableau IV.26.*Apports à travers les différentes parois bureau 3*

Parois	Types	S(m^2)	Orientation	$K_{été}$(w /m^2 °C)	T_{sb}	T_{se}	ΔT_e	Δlnc	A(w)
Mur 01	MDC	8.1	N	1.33	25	37	4.4	-	35.64
Mur 02	MDC	10.92	E	1.33	25	37	7.75	-	135.06
Mur 03	MSC	6.5	-	2.27	25	37	6	-	88.53
Mur 04		15	Horiz	2.08	25	37	17.71	-	663.66
Les apports dus au gradient de température entre deux ambiances A(t)(w)									922.89
AV(t)									660.22
Ais (t) (w)									142.29
AINFs(t) (w)									93.54
$AREN_s(t)\ (w)$									138.24
La somme des apportes latent $\sum A_s\ (t)(w)$									374.07
Ail (t) (w)									96
AINFI(t) (w)									29.12
$AREN_I(t)\ (w)$									43.03
La somme des apportes latent $\sum Al\ (t)(w)$									168.15

Tableau IV.27.*Apports à travers les différentes parois bureau 2*

Parois	Types	S(m^2)	Orientation	$K_{été}$(w /m^2 °C)	T_{sb}	T_{se}	ΔT_e	Δlnc	A(w)
Mur 01	MDC	7.92	N	1.33	25	37	4.4	-	55.61
Mur 02	MSC	12.6	-	2.27	25	37	-	6	171.61
Mur 03		13.5	hori	2.08	25	37	17.71	-	596.75
Les apports dus au gradient de température entre deux ambiances A(t)(w)									823.97
AV(t)									114.72
Ais (t) (w)									142.29
AINFs(t) (w)									93.54
$AREN_s(t)\ (w)$									138.24
La somme des apportes latent $\sum A_s\ (t)(w)$									374.07
Ail (t) (w)									96
AINFI(t) (w)									29.12
$AREN_I(t)\ (w)$									21.51
La somme des apportes latent $\sum Al\ (t)(w)$									146.63

Tableau IV.28.*Apports à travers les différentes parois bureau 1*

Parois	Types	S(m^2)	Orientation	$K_{été}$(w /m^2 °C)	T_{sb}	T_{se}	ΔT_e	Δlnc	A(w)
Mur 01	MDC	7.47	E	1.33	25	37	7.75	-	92.39
Mur 02	MSC	8.75	-	2.27	25	37	-	6	119.17
Mur 03	MSC	9.15	-	2.27	25	37	-	6	124.62
Mur 04	MSC	1.6	-	2.27	25	37	-	6	19.2
Mur 05		15		2.08	25	37	17.71	-	663.06
Les apports dus au gradient de température entre deux ambiances A(t)(w)									1018.44
AV(t)									660.22
Ais (t) (w)									344.83
AINFs(t) (w)									93.54
$AREN_s(t)\ (w)$									69.12
La somme des apportes latent $\sum A_s\ (t)(w)$									507.49
Ail (t) (w)									48
AINFI(t) (w)									29.12
$AREN_l(t)\ (w)$									21.51
La somme des apportes latent $\sum Al\ (t)(w)$									98.63

Tableau IV.29.*Apports à travers les différentes parois salle de repertoire audio-visuel*

Parois	Types	S(m^2)	Orientation	$K_{été}$(w /m^2 °C)	T_{sb}	T_{se}	ΔT_e	Δlnc	A(w)
Mur 01	MDC	11.94	E	1.33	25	37	7.75	-	142.35
Mur 02	MSC	7.35	-	2.27	25	37	-	6	110.1
Mur 03	MSC	10.2	-	2.27	25	37	-	6	34.56
Mur 04	MDC	6.42	S	2.27	25	37	10.36	-	106.15
Mur 05	MDC	6.24	S	1.33	25	37	10.36	-	103.17
Mur 06	MDC	6.42	S	1.33	25	37	10.36	-	106.15
Mur 07	MDC	2.7	E	1.33	25	37	7.75	-	3339
Mur 08	MDC	2.7	O	1.33	25	37	9.64	-	41.54
Mur 09	MDC	4.5	E	1.33	25	37	7.75	-	55.66
Mur 10	MDC	53	Hori	2.08	25	37	17.71	-	2342.8
Les apports dus au gradient de température entre deux ambiances A(t)(w)									3065.89
AV(t)									2167.36
Ais (t) (w)									364.25
AINFs(t) (w)									8418.8
$AREN_s(t)\ (w)$									115.2
La somme des apportes latent $\sum A_s\ (t)(w)$									8898.25
Ail (t) (w)									96
AINFI(t) (w)									2621.01
$AREN_I(t)\ (w)$									35.86
La somme des apportes latent $\sum Al\ (t)(w)$									2752.87

Tableau IV.30.*Apports à travers les différentes parois médiathèque*

Parois	Types	S (m^2)	Orientation	$K_{été}$ (w /m^2 °C)	T_{sb}	T_{se}	ΔT_e	Δlnc	A(w)
Mur 01	MDC	10.92	O	1.33	25	37	11.47	-	199.90
Mur 02	MDC	22.86	N	1.33	25	37	4.4	-	160.53
Mur 03	MDC	6.42	S	1.33	25	37	10.36	-	106.15
Mur 04	MDC	6.24	S	1.33	25	37	10.36	-	103.17
Mur 05	MDC	6.42	S	1.33	25	37	10.36	-	106.15
Mur 06	MDC	2.7	E	1.33	25	37	7.75	-	33.39
Mur 07	MDC	2.7	O	1.33	25	37	9.64	-	41.54
Mur 08	MDC	4.5	E	1.33	25	37	7.75	-	55.66
Mur 09	MSC	26.61	-	2.27	25	37	-	6	362.4
Mur 10	MSC	8.64	-	2.27	25	37	-	6	78.45
Mur 11		141	hori	2.08	25	37	17.71	-	4148.02
Les apports dus au gradient de température entre deux ambiances A(t)(w)									7480.12
AV(t)									4148.02
Ais (t) (w)									5379.68
AINFs(t) (w)									1281.17
$AREN_s(t)\ (w)$									912.6
La somme des apportes latent $\sum A_s\ (t)(w)$									7573.45
Ail (t) (w)									768
AINFI(t) (w)									398.86
$AREN_I(t)\ (w)$									286.92
La somme des apportes latent $\sum Al\ (t)(w)$									1453.78

IV.3.7.Vérification réglementaire :

La vérification réglementaire des locaux à usage des bureaux et D'hébergement, doit s'effectuer selon les étapes suivantes :

- Calcul pour l'ensemble de l'immeuble (suppos conditionner) 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 et référence.
- Vérification de la conformation à la réglementation thermique d' t des locaux.

La somme des apports calorifiques par les parois vitrées et les parois opaques aérienne doit vérifier au mois de juillet à 15h, pour cela il y a la relation Suivante :

$$APO\ (15h) + AV\ (15h) \leq 1{,}05 \times Aréf\ (15h) \qquad \textbf{(IV.37)}$$

Les apports calorifiques de références $Aréf$ sont donnés par :

$$Aréf = Aréf\ ,PH + Aréf, PV + Aréf, PVI \qquad \textbf{(IV.38)}$$

Où :

$Aréf\ ,PH$**:** Apports calorifiques de référence à travers les parois opaques horizontale s **(**W**)** dans le cas actuel

$$Aréf = OW \qquad \textbf{(IV.39)}$$

$Aréf$: Apports calorifiques de référence à travers les parois opaques verticales **(**W**).**

$Aréf$ Apports calorifiques de référence à travers les parois vitrées **(**W**).**

IV.3.8.Apports de référence des parois opaques verticales :

Les apports les apports calorifiques de référence des parois opaques verticales $Aréf$sont calculés par la formule suivante :

$$Aréf = \sum(C \times Sint\ \times \Delta TSréf) \qquad \textbf{(IV.40)}$$

- C : Coefficient lié à la nature de la construction et fonction de la zone climatique (W) talque $C = 1{,}2$ dans le cas actuel.
- $Sint$: surface de la paroi verticale compte de l'intérieur (W).
- $\Delta TSréf$: La différence de température de référence pour la paroi opaque verticale.

VI.3.8.1. Apports de référence des parois vitrées :

$$Aréf = AVEréf + AVTréf \qquad \textbf{(IV.41)}$$

- $AVEréf$: Apports de référence dus à l'ensoleillement.
- $AVEréf$: Apports de référence dus au gradient de températures.

Les apports de référence dus à l'ensoleillement à travers une paroi vitrée $AVEréf$sont donnés par :

$$AVEréf = [Vens \times It + (-SVes) \times Id] \times FSréf \times NPVI,réf \qquad \textbf{(IV.42)}$$

- $SVes$: la surface vitrée ensoleillée à 15h TSV (m^2)
- SV : la surface totale vitrée à 15h TSV (m^2)
- Id : Rayonnement totale maximale réel pour l'orientation et la latitude considérées (w/m^2)
- $FSréf$: facteur solaire de référence, $FSréf$ est égale à :
  - ✓ 0,38 pour les locaux à usage de bureaux
  - ✓ 0,15 pour les locaux à usage d'habitation et d'hébergement
- $NPVI,réf$: coefficient d'amortissement relatif aux gains de référence des parois vitrées po considérées les valeurs de $NPVI,réf$ données par les tableaux suivant :

Tableau IV.31.*Valeur de* $NPVI,réf$

Valeur de $NPVI,réf$								
Types de locaux	N	NE	E	SE	S	SO	O	NO
Bureaux	0.98	0.19	0.21	0.28	0.65	0.77	0.61	0.40
Logement locaux à usage d'hébergement	0.95	0.26	0.31	0.44	0.68	0.62	0.43	0.30

Les parois de référence dus au gradient de température à travers une paroi vitrée $ATVréf$ sont donnés par :

$$AVTréf = e' \times Souv \times \Delta TSréf, PVI \quad \textbf{(IV.42)}$$

Ou :

- e' (en w/m^2.°C) : Un coefficient relatif à la nature des locaux, la valeur de $'$ est égale à
  - 5.4 pour les locaux à usage de bureaux
  - 4.2 pour les locaux à usage d'habitation et d'hébergement
- $Souv$ (m^2) : est la surface d'ouverture dans le mur
- $\Delta TSréf, PVI$: La différence de température de référence des parois vitrée

Tableau IV.32. *La vérification réglementaire RDC*

Les locaux	$Aref_{ph}$	$Aref_{pv}$	Av_{ref}	A_{ref}
Entretien	-	536.63	362.43	899.06
Salle de lecture	-	1060.67	1168.84	2229.51
Salle de lecture enfant	145.15	590.98	1097.38	1834.03
Salle de prêt	61.99	487.57	535.38	1084.94
				6047.54

$$6174{,}55 \leq 1{,}05 \times (6047{,}54)$$

Tableau IV.33. *La vérification réglementaire 1er Etage*

Les locaux	$Aref_{ph}$	$Aref_{pv}$	Av	A_{ref}
Bureau 01	183.46	150.23	151.58	485.27
Bureau 02	165.11	106.67	120.81	392.59
Bureau 03	171.23	158.23	151.59	481.05
Salle de répertoire	648.24	185.31	865.68	1699.8
médiathèque	1724.57	627.59	1900.97	4213.13
				7311.25

$$7272{,}30 \leq 1{,}05 \times (7311{,}25)$$

IV.4.Conclusion :

Apres avoir effectué et les calculs de bilan thermique estival et hivernal, on conclu que l'architecture et la construction de l'immeuble sont dans les normes énergétiques

CHAPITRE V: Choix de Système de Climatisation

V.1. Introduction

Un système de climatisation est l'ensemble du matériel dans la fonction essentielle est:

- préparer l'air à distribuer dans les locaux à des caractéristiques aérauliques et acoustique bien déterminées
- La température
- L'humidité
- La perte de l'air
- La vitesse se soufflage
- Le niveau sonore
- La distribution de l'air traite dans les locaux a climatiser par l'intermédiaire des gaines d'appareils terminaux

Le choix d'un système de climatisation doit tenir compte de plusieurs facteurs

- Surface à climatiser
- Niveau sonore exige
- Esthétique désirée
- Puissance frigorifique nécessaire
    - Situation géographique
    - Orientation et exposition des pièces
    - Isolation
    - Ensoleillement
- Le cout d'investissement
- Le cout d'exploitation

Quelque soit son importance et son application, tout système de climatisation comprend nécessairement l'équipement suivant :

- Equipements de traitement
- Equipements intermédiaires et accessoires
- Equipements de régulation et de sécurité
- Equipements terminaux

Suivant la méthode de classification choisie, les systèmes IVCA (installation de ventilation et de conditionnement d'air) peuvent être répartis en déférents catégories. En fonction de type de traitement d'air, du transfère de l'énergie et de la régulation on peut adopter la classification suivante :

- Systèmes centralisé (tout air)
- Systèmes semi centralisé (a eau et air)
- Systèmes décentralisé

V.1.1 Systèmes centralisé (tout air)

Dans ce type d'installation, l'air est traité dans une centrale puis distribue par un réseau de conduit dans les locaux a climatisé, ou aucun nouveau traitement n'a eu en lieu. Dans les systèmes tout air, les gains de chaleur parfois assez important conduisent a des débits très forts, qui par conséquence amène a un encombrement des conduits. [18]

V.1.2. Systèmes semi centralisé

Le but de ce système est de garder la régulation local pour chaque zone en conservant la centralisation du traitement au minimum, la production de chaleur et de froid peut rester centralisée, dans le cas des ventilo-convecteurs l'air sera traité dans l'appareil terminal.

V.1.3. Systèmes décentralisé

C'est le cas ou chaque pièce est équipée d'un appareil monobloc, il se compose de deux parties l'une pour le traitement d'air et l'autre pour la production d'énergie calorifique et frigorifique. Cet appareil est en général de type climatiseur individuel et armoire de climatisation.

V.2. Choix De Système De Climatisation

V.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

A partir de l'analyse de ces critères, on a opte pour un système semi-centralise de type VRV pour la climatisation de notre immeuble.

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

V.2.2.1. Définition

La dénomination (VRV) traduit le fait que le système est capable d'adapter sa puissance strictement aux besoins thermique des locaux traités, a 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 a détente directe qui a partir d'une seule unité extérieure (groupe compresseur) alimente par des tubes frigorifique 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 gardes surfaces ….en règle générale des locaux ayant besoin de différents types d'appareils, consoles, plafonniers, gagnables, muraux, cassettes, etc. …., de 16 a 64 unités de puissances différentes. Chaque fabricant a développe son système a débit variable, le principe de fonctionnement est de base sur la technologie invertir ou digital scroll, ce qui permet a l'unité extérieure (le groupe compresseur) d'adapter le volume de 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.

V.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 a un même groupe extérieur sont dans un mode de fonctionnement (Chauffage – rafraichissement) identique.

La solution « VRV 3 tubes, est également appelée, a 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.

V.2.2.3. Maintenance sur une installation VRV

A la différence des solutions a eau glacée qui nécessitent la mise œuvre de pompes, réservoirs tampons, la maintenance d'un système VRV se concentre exclusivement sur les groupes extérieurs ou 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.

V.2.2.4. Application 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 a travers le VRV bon nombre de réponses : la respiration d'énergie par exemple la garantit a chaque utilisateur un confort optimal et a l'établissement d'importante économies d'exploitation.

La résidentiel enfin représente un marché émergent : les déférences en logement collectif, y compris logement social sont de plus nombreuses .preuve de ce secteur en plein d enveloppement.

V.2.2.5.Principe de fonctionnement du VRV a récupération d'énergie :

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

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 verts le groupe de condensation ou vers une zone dont les besoins thermiques sont déférents.

Il n'y a donc aucune résistance électrique dans les unités intérieures. Le chauffage reste thermodynamique. Ce principe garanties d'importantes économies d'énergie a certaines périodes de l'année et selon le type de bâtiment : en effet, il est alors possible de chauffé gratuitement une partie de locaux.

V.2.2.6. Flexibilité des systèmes VRV pour l'immobilier de bureau :

Pour octroyer une grande flexibilité a 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 a ces critères.

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

V.2.2.7.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 a « détente directe » : l'échange thermique intervient directement entre le réfrigérant et l'air des locaux a climatiser. Cet aspect conditionne un certain nombre d'autres spécificités : l'eau nécessite des diamètres de tuyauteries plus importants et la mises-en place d'accessoires hydrauliques indispensables a 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 a eau glacée peut être constituée de fournitures différentes.

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

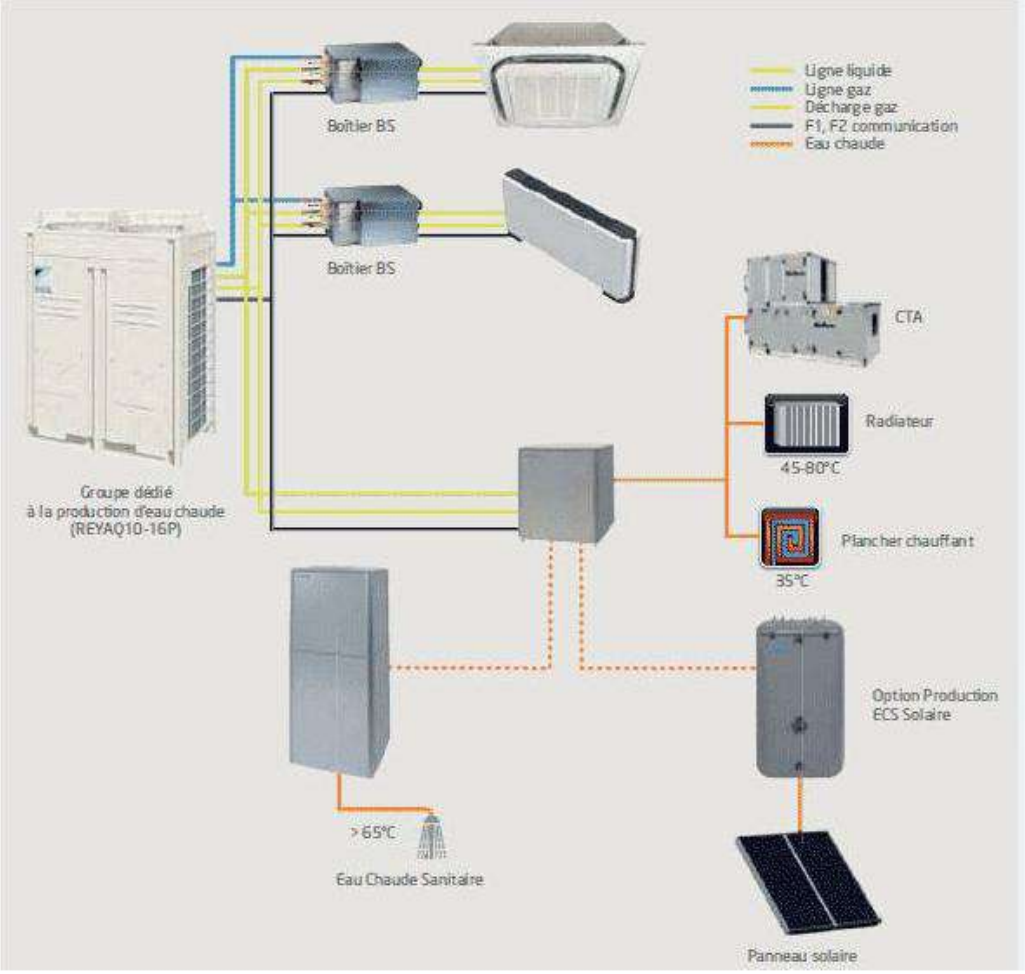


Figure. V.1. *Schéma d'une installation VRV*

I.2.2.8. 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 a 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 a 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, programmable, centralisé, infrarouge
- Gestion par ordinateur ou par internet

V.3. calcul des paramètres d'air :

Pour bien dimensionner notre système on est obligés de passer par le calcul par de certains paramètres physico-chimique de l'air soufflé durant les deux saisons (hivernales et estivales).

Mais tout d'abord nous allons commencer par la période estivale car les besoins énergétiques y sont les plus importants (apport >déperditions).

Pour la période estivale, on a :

- Les paramètres intérieures de bases (ti=25°C, ϕi=45%).
- Les paramètres extérieures de bases (te= 37°C, ϕe= 50 %).

Pour la période hivernale, on a :

- Les paramètres intérieures de bases (ti=18°C ou 24°C, ϕi=50%).
- Les paramètres extérieures de bases(te=1°C, ϕe=50 %).

V.3.1. Les paramètre de soufflages :

- Eté : on fixe la température de soufflage a 16°C pour l'été, donc l'écart de soufflage ΔTs=8°C.[17]

- Hiver : on fixe la température de soufflage a 29°C pour les bureaux et 28°C pour le hall donc l'écart de soufflage ΔT_s=8°C. [17]

V.3.2. Calcul du débit de soufflages :

$$q_{mas} = \frac{H_0}{h_2 - h_1}$$

$$h_1 = \theta_1 + 2490\, r_1$$

$$h_2 = \theta_2 + 2490\, r_2$$

$$h_1 + h_2 = (\theta_1 - \theta_2) + 2490(r_1 + r_2)$$

En climatisation de confort, les dégagements d'humidité dans les locaux sont souvent négligeables de sort que :

$$h_1 + h_2 = (\theta_1 - \theta_2)$$

Donc :

$$q_{mas} = \frac{H_0}{h_2 - h_1} \times 3600 \left(\frac{kg}{s}\right)$$

Ou :

- q m as (kg /s): débit massique de soufflage
- ΔT_s= Θ2- Θ1(°C) : écart de soufflage
- H0 (kW) : les apports

Par conséquent le débit volumique de soufflage est déterminé par la formule suivante :

$$q_{vs} = q_{mas}\ x.v_s$$

$$v_s = 462\ (0{,}622 + HS)\frac{TS}{PA}$$

Ou :

- q vs (m3/s): débit volumique de soufflage.
- vs (m3/kg): volume spécifique de soufflage.

- HS (kg/kg_{as}) : est l'humidité spécifique de l'air humide
- TS (Kelvin) : est la température sèche de l'air humide il suffit d'ajouter 273.15a a la valeur de TS en °C
- PA (Pa) : est la pression atmosphérique (101.325 Pa)

V.3.3. Calcul de débit d'air neuf

Le débit d'air neuf d'épand uniquement du nombre de personne dans le local. Pour un local ou il est autorisé de fumer il y a la formule suivante : [17]

$$q_{an} = n \times 15$$

Ou :

- $q_{an}\ \left(m\frac{3}{s}\right)$: $débit\ d'air\ neuf$.
- n : nombre d'occupants.

V.3.4. Calcul du débit d'air recyclé :

Le débit d'air recyclé est la déférence entre le débit d'air soufflé et le débit d'air neuf et il défini par la relation suivante : [13]

$$q_{ar} = q_{vs} - q_{an}$$

Ou :

- q_{ar} : débit d'air recyclé (m3/s)

V.3.5.période estivale :

Tableau.V.1. *Paramètres de soufflage du RDC+1er étage*

	Apport (KW)	Ecart de soufflage	Q_{as} (Kg/s)	V_S (m 3/Kg)	Q_{vs} (m3/h)	Nb.occ	Q_{an} (m3/h)	Q_{ar} (m3/h)
Entretien	1.57	8	0.19	1.41	964.44	6	90	874.44
Salle de lecture	7.96	8	0.99	1.41	5132.16	62	930	4202.16
Salle de lecture enfant	3.73	8	0.46	1.41	2334.96	16	240	2094.96
Salle de prêt	1.61	8	0.2	1.41	1015.2	3	45	970.2
Bureau 03	0.54	8	0.06	1.41	304.56	2	30	274.56
Bureau 02	0.52	8	0.06	1.41	304.56	2	30	274.56
Bureau 01	0.6	8	0.07	1.41	355.32	1	15	340.32
Sale de répertoire audio-visuel	11.65	8	1.45	1.41	7360.2	2	30	7330.2
Médiathèque	9.02	8	1.12	1.41	5685.12	16	240	5445.12

V.3.6. période hivernale :

Tableau.V.2. *Paramètres de soufflage du RDC+1er étage*

	Apport (KW)	Ecart de soufflage	Q_{as} (Kg/s)	V_S (m 3/Kg)	Q_{vs} (m3/h)	Nb.occ	Q_{an} (m3/h)	Q_{ar} (m3/h)
Entretien	1.57	8	0.19	1.54	1053.36	6	90	963.36
Salle de lecture	7.96	8	0.99	1.54	5488.56	62	930	4558.56
Salle de lecture enfant	3.73	8	0.46	1.54	2550.24	16	240	2310.24
Salle de prêt	1.61	8	0.2	1.54	1180.8	3	45	1135.8
Bureau 03	0.54	8	0.06	1.54	332.64	2	30	302.64
Bureau 02	0.52	8	0.06	1.54	332.64	2	30	302.64
Bureau 01	0.6	8	0.07	1.54	388.08	1	15	373.08
Sale de répertoire audio-visuel	11.65	8	1.45	1.54	8083.8	2	30	8053.8
Médiathèque	9.02	8	1.12	1.54	6209.28	16	240	5969.28

V.3.7. Choix de l'appareillage :

Après avoir calculé les apports et les déperditions de l'immeuble et les déférents paramètres de soufflage, nous avons fait le choix sur les équipements adéquats à notre système de climatisation suivant le catalogue AERMEC Systèmes VRV [19], et qui sont :

- unité externe MDS450T

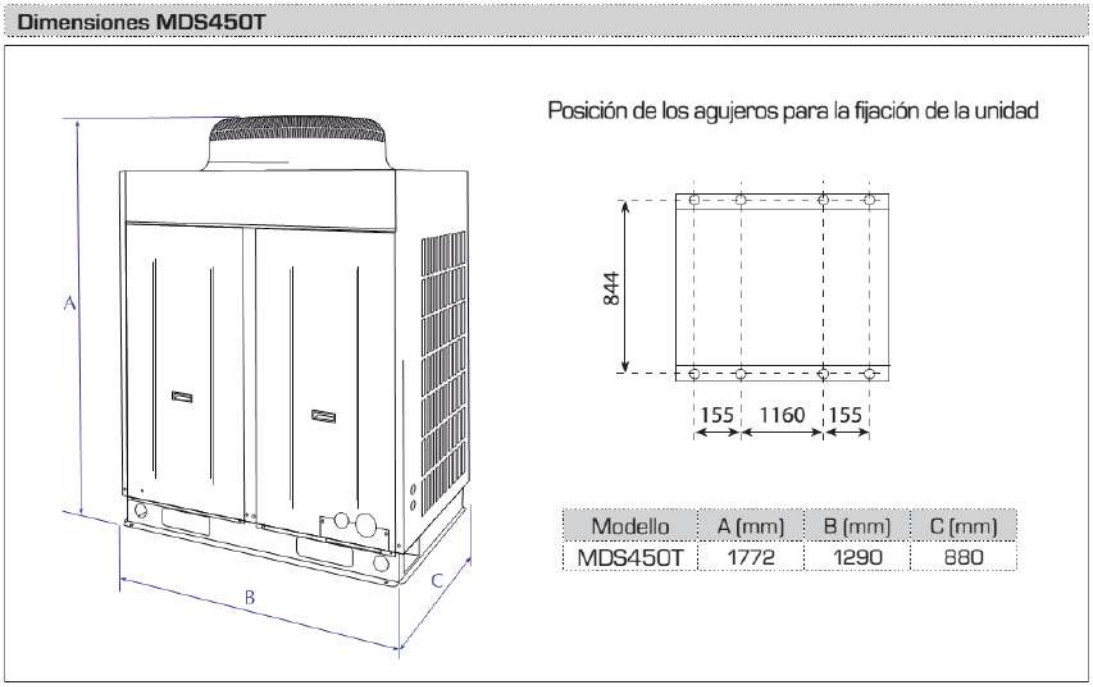


Figure. V.2. *unité externe MDS450T*

- unité interne MDS CS/C
  - MDS28CS[1]
  - MDS36CS[1]
  - MDS45CS[1]

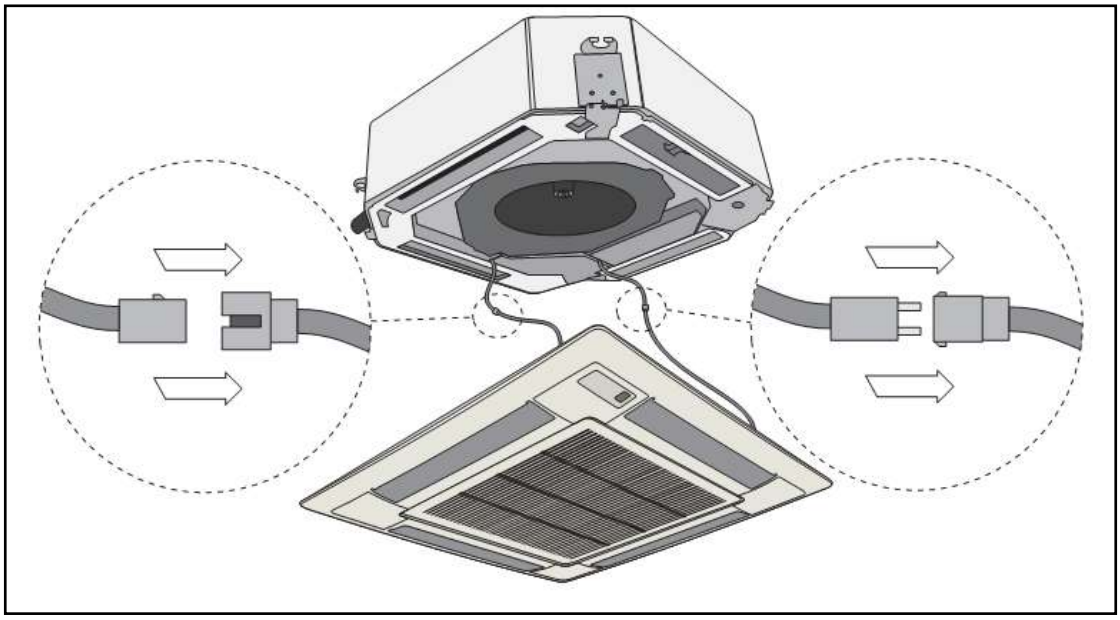


Figure. V.3. *unité interne MDS CS.*

V.3.8.Nombre de l'appareillage dans les locaux :

Tableau V.3. *Nombre de l'appareillage dans les locaux*

les locaux	entretien	salle de lecture	sale de lecture enfant	salle de prêt	bureau 3	bureau	bureau	salle d'audio-vision	médiathèque
puissance (kw)	1.57	7.96	3.73	1.61	0.54	0.52	0.6	11.65	9.02
MDS28CS	1	1	-	1	1	1	1	-	1
MDS36CS	-	-	-	-	-	-	1	1	2
MDS45CS	-	2	1	-	-	-	-	2	-

Conclusion générale

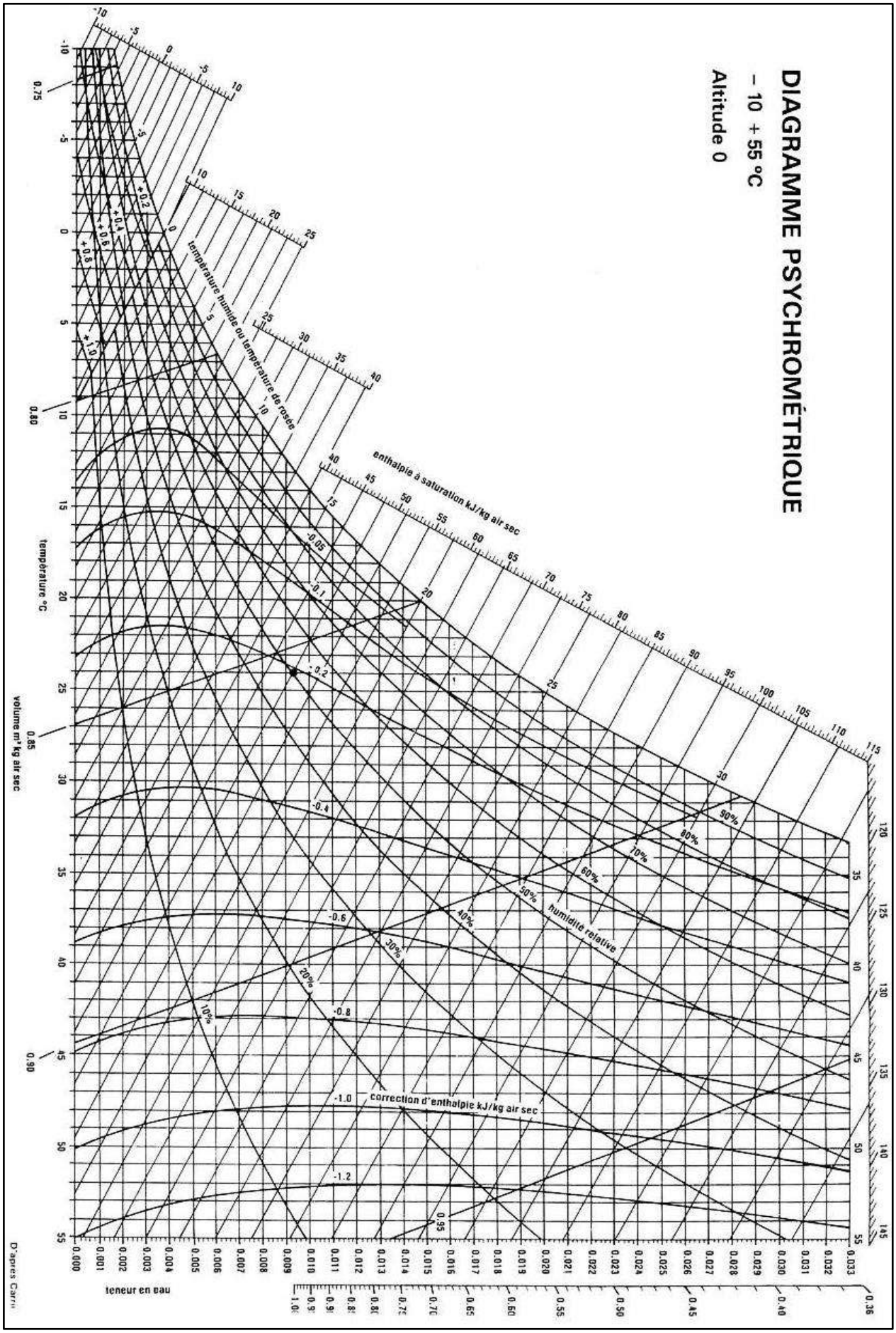
Conclusion générale

Notre objectif était de faire une étude de chauffage du siège de conservation des forets de Médéa Pour mener cette tache nous avons en premier lieu cherché à avoir les plans architecturaux du siège.

Ces plan nous ont permet à connaitre les données géométriques et les éléments de construction en matière de murs, vitrage, dalle, et matériaux utilisés.

Après, nous avons fait un calcul thermique et étude de la condensation.

En suite, nous avons calcul les apports et les déperditions de l'immeuble et les déférents paramètres de soufflage, nous avons fait le choix sur les équipements adéquats à notre système de climatisation.


DIAGRAMME PSYCHROMÉTRIQUE
– 10 + 55 °C
Altitude 0
température humide ou température de rosée
enthalpie à saturation kJ/kg air sec
température °C
volume m³ kg air sec
humidité relative
Correction d'enthalpie kJ/kg air sec
teneur en eau

Données techniques

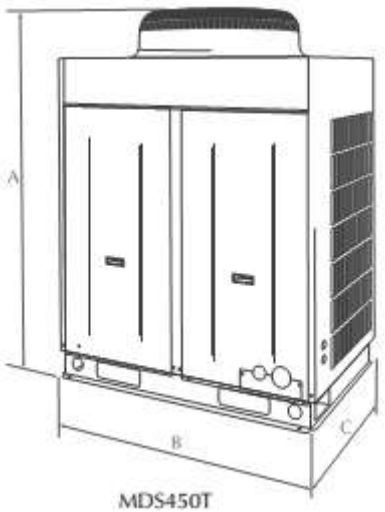
Eléments externes		MVF 100	MVF 120	MVF 140	MVF 140T	MVF 160T	MDS 260T	MDS 300T	MDS 450T	MDS 560T	MDS 600T
Puissance frigorifique (nominal)	kW	10	12	14	14	16	26	30	45	56	60
Puissance totale absorbée (nominal)	kW	2,86	3,50	4,36	4,50	5,10	8,5	9,0	14,5	18,5	19,2
EER	W/W	3,50	3,43	3,21	3,11	3,14	-	3,33	-	-	-
Puissance thermique (nominal)	kW	11	14	15,4	15,4	17,6	28,5	33,5	48	60	63
Puissance absorbée (nominal)	kW	2,60	3,40	4,05	4,30	4,80	8,0	8,8	13,7	18	18,2
COP	W/W	4,23	4,12	3,80	3,58	3,67	-	3,8	-	-	-
Puissance maximale absorbée (1)	kW	5,9	6	6,1	6,1	6,6	15	15	20,3	28	30
Puissance totale que l'on peut connecter (min/max)	kW	5/13,5	6/16,2	7/18,9	7/18,9	8/21,6	13/35,1	15/40,5	22,5/60,8	28/75,6	30/81
Nombre max. des éléments que l'on peut connecter	n.	6	7	8	8	9	16	16	16	32	32
Compresseurs	DC Inverter	1	1	1	1	1	--	--	--	--	--
	Digital Scroll	--	--	--	--	--	1	1	1	1	1
	Scroll On/Off	--	--	--	--	--	1	1	2	3	3
Débit d'air	m³/h	6000	6000	6000	6000	6000	12000	12000	12000	20000	24000
Long. max. lignes	m	150	150	150	150	150	500	500	500	500	500
Déniv. max. (él. interne- interne)	m	10	10	10	10	10	15	15	15	15	15
Déniv. max. (él. interne- externe) (2)	m	30	30	30	30	30	50	50	50	50	50
Déniv. max. (él. interne- externe) (3)	m	25	25	25	25	25	40	40	40	40	40
Ventilateurs	n.	2	2	2	2	2	1	1	1	2	2
♪ Pression sonore	dB (A)	58	58	58	58	60	58	58	60	60	60
Raccords frigorifiques	Ø liquide	9,52 (3/8")	9,52 (3/8")	9,52 (3/8")	9,52 (3/8")	9,52 (3/8")	9,52 (3/8")	9,52 (3/8")	12,7 (1/2")	15,9 (5/8")	15,9 (5/8")
	Ø gaz	15,9 (5/8")	15,9 (5/8")	15,9 (5/8")	15,9 (5/8")	19 (3/4")	22,2 (7/8")	22,2 (7/8")	28,6 (1" 1/8")	28,6 (1" 1/8")	28,6 (1" 1/8")
	Type	Mandriné	Mandriné	Mandriné	Mandriné	Mandriné	A souder	A souder	A souder	A souder	A souder
Alimentation		230V~50Hz	230V~50Hz	230V~50Hz	400V~3N 50Hz	400V~3N 50Hz	3N~400V 50Hz	3N~400V 50Hz	3N~400V 50Hz	3N~400V 50Hz	3N~400V 50Hz

(1) = conformément à la norme EN-60335
(2) = l'unité extérieure installée dans une position plus élevée que l'unité intérieure
(3) = l'unité extérieure installée dans une position plus basse que l'unité intérieure
♪ mesurée à 1 m en chambre semi-anéchoïque

La performance est conforme à la norme EN-14511

Rafraîchissement:
- Température de l'air ambiante 27 °C B.S. ; 19 °C B.U.
- Température de l'air externe 35 °C B.S.

Chauffage:
- Température de l'air ambiante 20 °C B.S.
- Température de l'air externe 7 °C B.S. ; 6 °C B.U.



MDS450T

Données techniques

Eléments internes	MDS	22WN	28WN	36WN	45WN	50WN	56WN
Puissance frigorifique	W	2200	2800	3600	4500	5000	5600
Puissance thermique	W	2500	3200	4000	5000	5800	6300
Débit d'air	m3/h	360	360	500	500	700	750
Déshumidification éliminée	l/h	1	1	1,2	1,2	2	2
Puissance absorbée totale	W	32	32	48	48	56	58
♪ Pression sonore (min.)	dB (A)	28	28	32	32	38	40
♪ Pression sonore (max.)	dB (A)	31	31	35	35	42	45
Raccords frigorifiques	Ø liquide	6,35(1/4")	6,35(1/4")	6,35(1/4")	6,35(1/4")	6,35(1/4")	9,52(3/8")
	Ø gaz	9,52(3/8")	9,52(3/8")	12,7(1/2")	12,7(1/2")	12,7(1/2")	15,9(5/8")
	Type	Mandriné	Mandriné	Mandriné	Mandriné	Mandriné	Mandriné
Alimentation		230V ~ 50Hz	230V ~ 50Hz	230V ~ 50Hz	230V ~ 50Hz	230V ~ 50Hz	230V ~ 50Hz

Eléments internes	MDS	28C	36C	45C	50C	56C	71C	90C	112C
Puissance frigorifique	W	2800	3600	4500	5000	5600	7100	9000	11200
Puissance thermique	W	3200	4000	5000	5500	6300	8000	10000	12500
Débit d'air	m3/h	680	680	680	680	1180	1180	1860	1860
Déshumidification éliminée	l/h	0,8	0,8	1,2	1,2	1,9	1,9	2,7	2,7
Puissance absorbée totale	W	60	60	65	65	83	83	133	133
♪♪ Pression sonore (min.)	dB (A)	34	34	34	34	35	35	36	36
♪♪ Pression sonore (max.)	dB (A)	37	37	37	37	39	39	40	40
Raccords frigorifiques	Ø liquide	6,35(1/4")	6,35(1/4")	6,35(1/4")	6,35(1/4")	9,52(3/8")	9,52(3/8")	9,52(3/8")	9,52(3/8")
	Ø gaz	9,52(3/8")	12,7(1/2")	12,7(1/2")	12,7(1/2")	15,9(5/8")	15,9(5/8")	15,9(5/8")	15,9(5/8")
	Type	Mandriné	Mandriné	Mandriné	Mandriné	Mandriné	Mandriné	Mandriné	Mandriné
Alimentation		230V ~ 50Hz	230V ~ 50Hz	230V ~ 50Hz	230V ~ 50Hz	230V ~ 50Hz	230V ~ 50Hz	230V ~ 50Hz	230V ~ 50H

Eléments internes	MDS	28CS	36CS	45CS
Puissance frigorifique	W	2800	3600	4500
Puissance thermique	W	3200	4000	5000
Débit d'air	m3/h	600	600	600
Déshumidification éliminée	l/h	0,8	0,8	1,2
Puissance absorbée totale	W	12	12	12
♪♪ Pression sonore (max.)	dB (A)	47	47	47
Raccords frigorifiques	Ø liquide	6,35(1/4")	6,35(1/4")	6,35(1/4")
	Ø gaz	9,52(3/8")	12,7(1/2")	12,7(1/2")
	Type	Mandriné	Mandriné	Mandriné
Alimentation		230V ~ 50Hz	230V ~ 50Hz	230V ~ 50Hz

Eléments internes	MDS	28F	36F	50F	71F	112F
Puissance frigorifique	W	2800	3600	5000	7100	11200
Puissance thermique	W	3200	4000	5800	8000	12500
Débit d'air	m3/h	550	600	700	1170	2200
Puissance absorbée totale	W	19	19	75	185	280
♪♪ Pression sonore (max.)	dB (A)	37	38	47	50	53
Raccords frigorifiques	Ø liquido	6,35(1/4")	6,35(1/4")	6,35(1/4")	9,52(3/8")	9,52(3/8")
	Ø gas	9,52(3/8")	12,7(1/2")	12,7(1/2")	15,9(5/8")	15,9(5/8")
	Tipo	Mandriné	Mandriné	Mandriné	Mandriné	Mandriné
Alimentation		230V ~ 50Hz	230V ~ 50Hz	230V ~ 50Hz	230V ~ 50Hz	230V ~ 50Hz

Eléments internes	MDS	22DH	28DH	36DH	45DH	56DH
Puissance frigorifique	W	2200	2800	3600	4500	5600
Puissance thermique	W	2500	3200	4000	5000	6300
Débit d'air	m3/h	450	570	570	700	1000
Déshumidification éliminée	l/h	0,7	0,9	0,9	1,3	2,1
Puissance absorbée totale	W	85	90	90	150	240
♪♪ Pression sonore	dB (A)	37	39	39	40	44
Raccords frigorifiques	Ø liquido	6,35(1/4")	6,35(1/4")	6,35(1/4")	6,35(1/4")	9,52(3/8")
	Ø gas	9,52(3/8")	9,52(3/8")	12,7(1/2")	12,7(1/2")	15,9(5/8")
	Tipo	Mandriné	Mandriné	Mandriné	Mandriné	Mandriné
Alimentation		230V ~ 50Hz	230V ~ 50Hz	230V ~ 50Hz	230V ~ 50Hz	230V ~ 50Hz

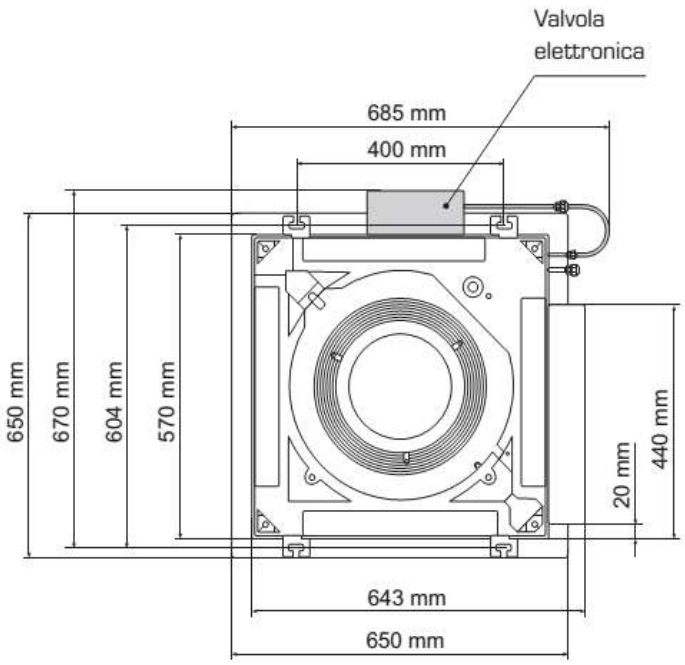
Eléments internes	MDS	71DH	90DH	112DH	140DH
Puissance frigorifique	W	7100	9000	11200	14000
Puissance thermique	W	8000	10000	12500	14500
Débit d'air	m3/h	1100	1700	1700	2000
Déshumidification éliminée	l/h	2,1	3	3	3
Puissance absorbée totale	W	240	360	360	500
♪♪ Pression sonore	dB (A)	45	48	48	50
Raccords frigorifiques	Ø liquido	9,52(3/8")	9,52(3/8")	9,52(3/8")	9,52(3/8")
	Ø gas	15,9(5/8")	15,9(5/8")	15,9(5/8")	15,9(5/8")
	Tipo	Mandriné	Mandriné	Mandriné	Mandriné
Alimentation		230V ~ 50Hz	230V ~ 50Hz	230V ~ 50Hz	230V ~ 50Hz

Les prestations se réfèrent aux conditions suivantes:
♪ mesurée à 1 m en chambre semi-anéchoïque.
♪♪ mesurée à 1,4 m en chambre semi-anéchoïque.

Rafraîchissement:
- Température de l'air ambiante 27 °C B.S. ; 19 °C B.U.
- Température de l'air externe 35 °C B.S.

Chauffage:
- Température de l'air ambiante 20 °C B.S.
- température de l'air externe 7 °C B.S. ; 6 °C B.U.

MDS CS:



	A (mm)	B (mm)	C (mm)	Poids (kg)
MDS22WN	250	770	190	8
MDS28WN	250	770	190	8
MDS36WN	285	830	189	11
MDS45WN	285	830	189	11
MDS50WN	310	1020	228	12
MDS56WN	310	1020	228	12
MDS28C*	840	840	190	25
MDS36C*	840	840	190	25
MDS45C*	840	840	190	25
MDS50C*	840	840	190	25
MDS56C*	840	840	240	30
MDS71C*	840	840	240	30
MDS90C*	840	840	320	38
MDS112C*	840	840	320	38
MDS28CS**	570	570	230	20
MDS36CS**	570	570	230	20
MDS45CS**	570	570	230	20
MDS28F	695	840	238	26
MDS36F	695	840	238	26
MDS50F	695	840	238	26
MDS71F	600	1300	188	32
MDS112F	695	1590	238	42
MDS22DH	880	665	250	29
MDS28DH	880	665	250	31
MDS36DH	880	665	250	31
MDS45DH	980	721	266	36
MDS56DH	1155	756	300	51
MDS71DH	1155	756	300	51
MDS90DH	1425	756	300	64
MDS112DH	1425	756	300	64
MDS140DH	1425	756	300	66
MVF100	1250	950	340	111
MVF120	1250	950	340	111
MVF140	1250	950	340	111
MVF140T	1250	950	340	115
MVF160T	1250	950	340	115
MDS260T	1772	990	880	280
MDS300T	1772	990	880	300
MDS450T	1772	1290	880	450
MDS560T	1760	1980	920	600
MDS600T	1760	1980	920	600

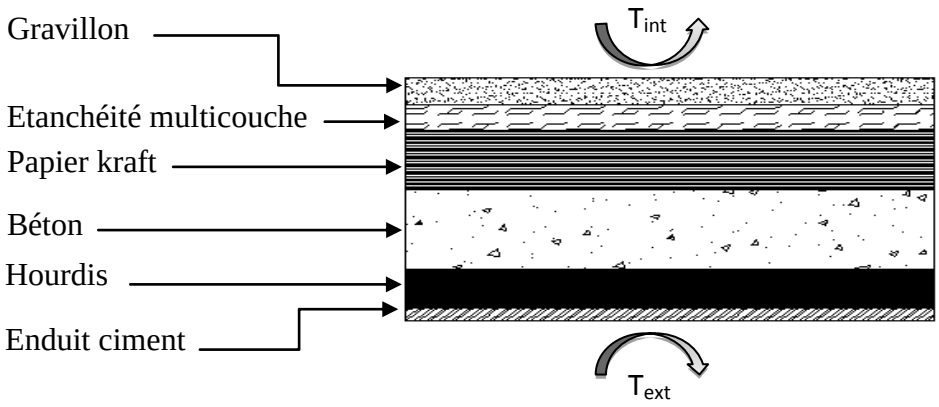
*: Dimensions grille MDSGL40 mm 950x950x60;
Poids = 6,5 kg;
**: Dimensions grille MDSGL40S mm 650x650x50;
Poids = 5 kg;

ANNEXES

COEFFICIENT DE TRANSMISSION (K) POUR LA PERIODE HIVERNALE :

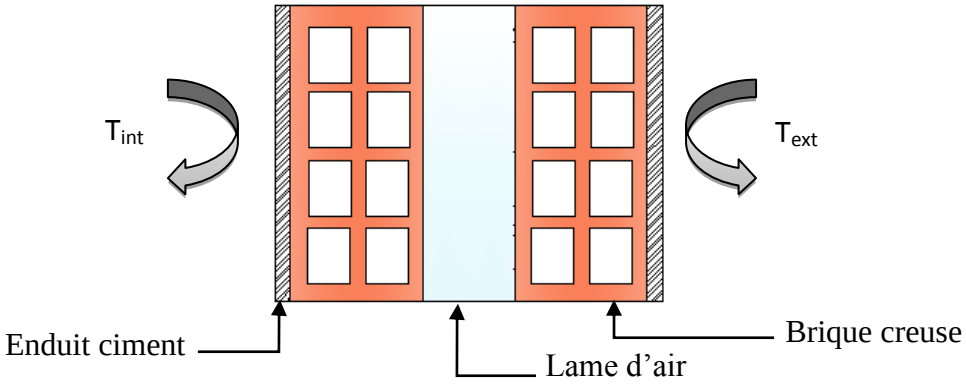
A3.1. PAROIS EN CONTACT AVEC L'EXTERIEURE

A3. 1.1. Dalle sans faux plafond



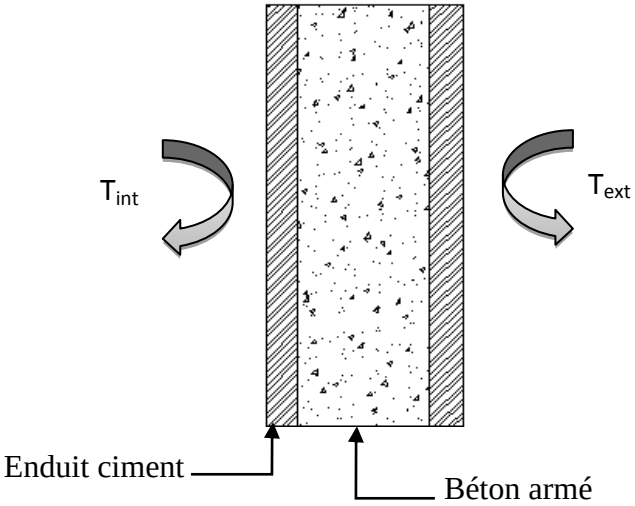
couche	Composant de la dalle	e(m)	λ ($W.m^{-1}.°C^{-1}$)	R ($m^{-2}.°C.W^{-1}$)
	Air extérieur	-	-	0.05
1	Gravillon	0.05	0.7	0.07
2	Etanchéité multicouche	0.02	0.23	0.09
3	Papier kraft	0.001	0.23	0.004
4	Béton	0.08	1.75	0.05
5	Hourdis	0.12	1	0.12
6	Enduit ciment	0.015	1.4	0.01
	Air intérieur	-	-	0.09
$K=1/R_{tot}$				2.08 **($W.m^{-2}.°C^{-1}$)**

A3. 1.2. Mur à double cloison



couche	Composant du mur	e(m)	λ ($W.m^{-1}.°C^{-1}$)	R ($m^{-2}.°C.W^{-1}$)
	Air intérieur	-	-	0.11
1	Enduit ciment intérieur	0.015	1.4	0.01
2	Brique creuse	0.1	0.5	0.2
3	Lame d'air	0.1		0.16
4	Brique creuse	0.1	0.5	0.2
5	Enduit ciment extérieure	0.015	1.4	0.01
	Air extérieur	-	-	0.06
$K=1/R_{tot}$				1.33 **($W.m^{-2}.°C^{-1}$)**

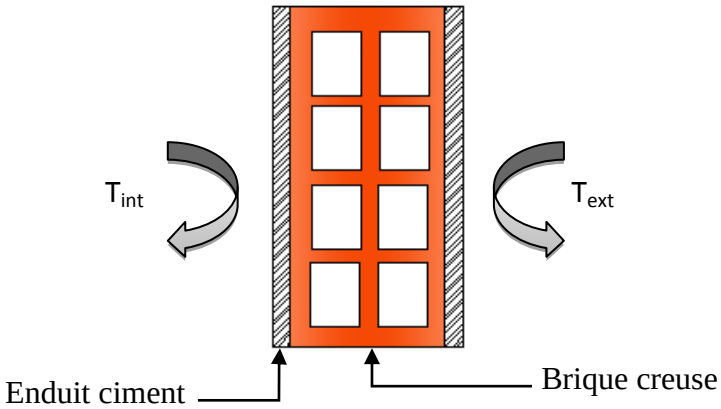
A3. 1.3. Poteaux



couche	Composant du poteau	e(m)	λ ($W.m^{-1}.°C^{-1}$)	R ($m^{-2}.°C.W^{-1}$)
	Air intérieur	-	-	0.11
1	Enduit ciment intérieur	0.015	1.4	0.01
2	Béton armé	0. 30	0.13	2.31
5	Enduit ciment extérieure	0.015	1.4	0.01
	Air extérieur	-	-	0.06
$K=1/R_{tot}$				0.4 **($W.m^{-2}.°C^{-1}$)**

A3.2. PAROIS EN CONTACT AVEC L'ENTERIEUR

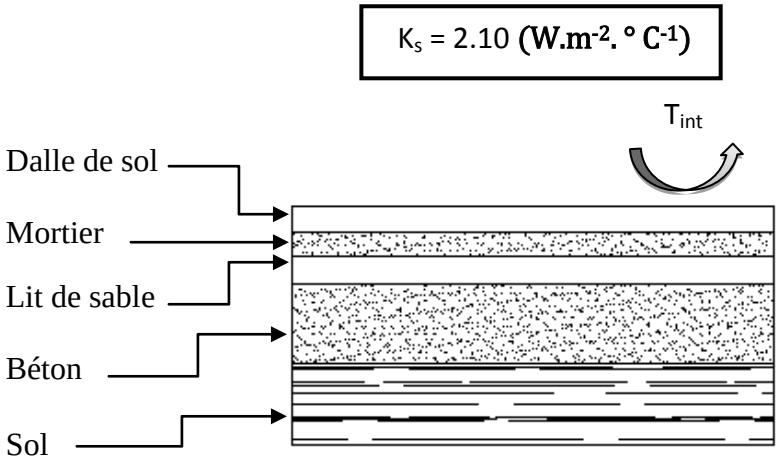
A3. 2.1. Mur simple



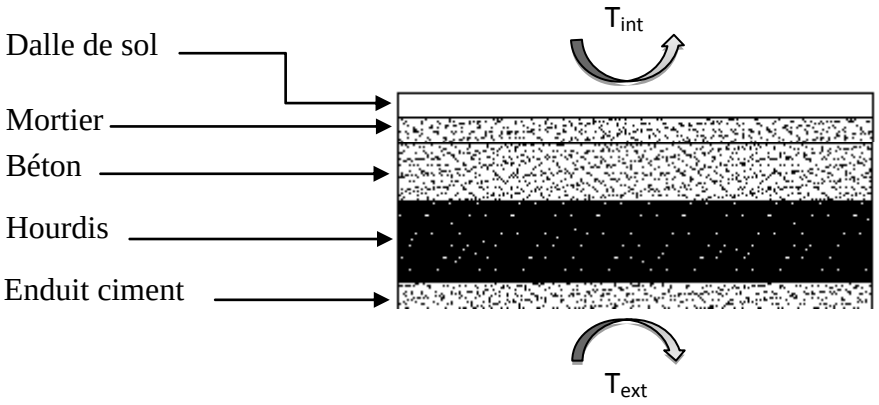
couche	Composant du mur	e(m)	λ ($W.m^{-1}.°C^{-1}$)	R ($m^{-2}.°C.W^{-1}$)
	Air intérieur	-	-	0.11
1	Enduit ciment intérieur	0.015	1.4	0.01
2	Brique creuse	0.1	0.5	0.2
3	Enduit ciment extérieure	0.015	1.4	0.01
	Air intérieur	-	-	0.11
$K=1/R_{tot}$				2.27 **($W.m^{-2}.°C^{-1}$)**

A3. 2.2. Plancher simple

D'après le DTR on a directement la valeur de K_s donnée et qui est de 2.10

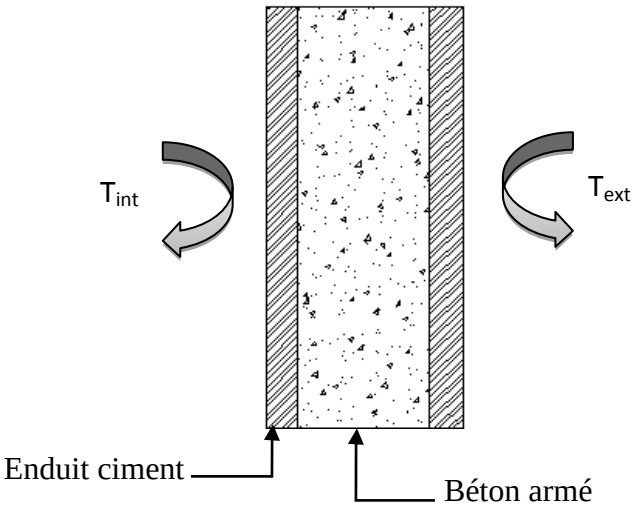


A3. 2.3. Dalle sans faux plafond



couche	Composant de la dalle	e(m)	λ ($W.m^{-1}.°C^{-1}$)	R ($m^{-2}.°C.W^{-1}$)
	Air de dessus	-	-	0.17
1	Dalle de sol	0.02	1	0.02
2	Enduit en ciment	0.015	1.4	0.01
3	Béton	0.08	1.75	0.05
4	Hourdis	0.12	1	0.12
5	Enduit ciment	0.015	1.4	0.01
	Air de dessus	-	-	0.17
$K=1/R_{tot}$				1.82 **($W.m^{-2}.°C^{-1}$)**

A 3. 2.4. Mur en béton armé de à 0.2 m d'épaisseur



couche	Composant du poteau	e(m)	λ (W.m^{-1}. ° C^{-1})	R (m^{-2}.° C . W^{-1})
	Air intérieur	-	-	0.11
1	Enduit ciment	0.015	1.4	0.01
2	Béton armé	0. 20	0.13	1.54
5	Enduit ciment	0.015	1.4	0.01
	Air intérieur	-	-	0.11
K=1/ R_{tot}				0.56 **(W.m^{-2}. ° C^{-1})**

Bibliographie

[1]. Mendell, M.J. and A.G. Mirer : Indoor thermal factors and symptoms in office workers: findings from the U.S. EPA BASE study. Indoor Air, 2009 19(4) 292-302,

[2]. Fisk et al. : Benefits and costs of improved IEQ in offices, Indoor Air, 2022, (5): 357-367

[3]. UNPFA (Fonds des Nations Unies pour la Population), Etat de la population mondiale 2007

[4]. Nicolas Morel et Edgard Gnansounou, Énergétique du bâtiment, Ecole polytechnique fédérale de Lausanne, 2007

[5]. Fanger P.O. : Thermal Comfort, Analysis and Application in Environment Engineering. New-York : McGraw Hill 1972

[6]. Gagge et al. A standard predictive index of human response to the thermal environment, 1986

[7]. G.S. Brager et R. de Dear : Climate, Comfort, & Natural Ventilation: A new adaptive comfort standard for ASHRAE Standard 55, 2002

[8]. An. Umweltmeteorologie - Methoden zur human-biometeorologischen Bewertung von Klima und Lufthygiene fur die Stadt- und Regionalplanung - Teil I: Klima, VDI Richtlinien 3787, janvier 1998

[9]. Steiger et al. Gefuhlte Temperatur - Die physiologisch gerechte Bewertung von Warmebelastung und Kaltestress beim Aufenthalt im Freien mit der Mattzahl Grad Celsius, 1997

[10]. Ch Koppe. et al. : Die Auswirkungen der Hitzewelle 2003 auf die Gesundheit, Klimastatusbericht Deutscher Wetterdienst, 2003

[11]. Pr. Tzu-Ping Lin : Prediction of thermal acceptability in hot-humid outdoor environments in Taiwan, 2009

[12]. www.utci.org

[13]. A.D. Penwarden et A. F. E. Wise : Wind Environment around Buildings, Building Research Establishment Report, Department of the Environment, Building Research Establishment, Her Majesty's Stationery Office, London, 1975.

[14]. An. Ergonomie des ambiances thermiques - Détermination analytique et interprétation du confort thermique par le calcul des indices PMV et PPD et par des critères de confort thermique local, Version allemande, EN ISO 7730:2005

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

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

[17]. G. PORCHER 'Cours de climatisation, bases des calcules installations de climatisations.

[18]. Le RECKNALE (manuel pratique génie climatique) ventilation, climatisation et conditionnement d'air.

[19]. CATALOGUE AERMEC S.p.A. I-37040 Bevilacqua (VR) - Italia
Via Roma, 996 - Tel. (+39) 0442 633111
Telefax (+39) 0442 93730 - (+39) 0442 93566
www.aermec.com - info@aermec.com

[20]. Projet de Fin d'Études réalisé à TRANSSOLAR à Stuttgart par Thiébaut PARENT
Tuteur INSA : Carmen VASILE-MULLER Tuteur entreprise : Arnaud BILLARD