République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'enseignement supérieur et de la Recherche Scientifique

Université de Médéa

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie de la Matière

Mémoire de fin d'études
En vue de l'obtention du diplôme en master
En Génie climatique
Option : énergie et froid industriel

Thème

ETUDE DE LA CLIMATISATION D'UN LOCAL PAR UN PUITS CANADIEN

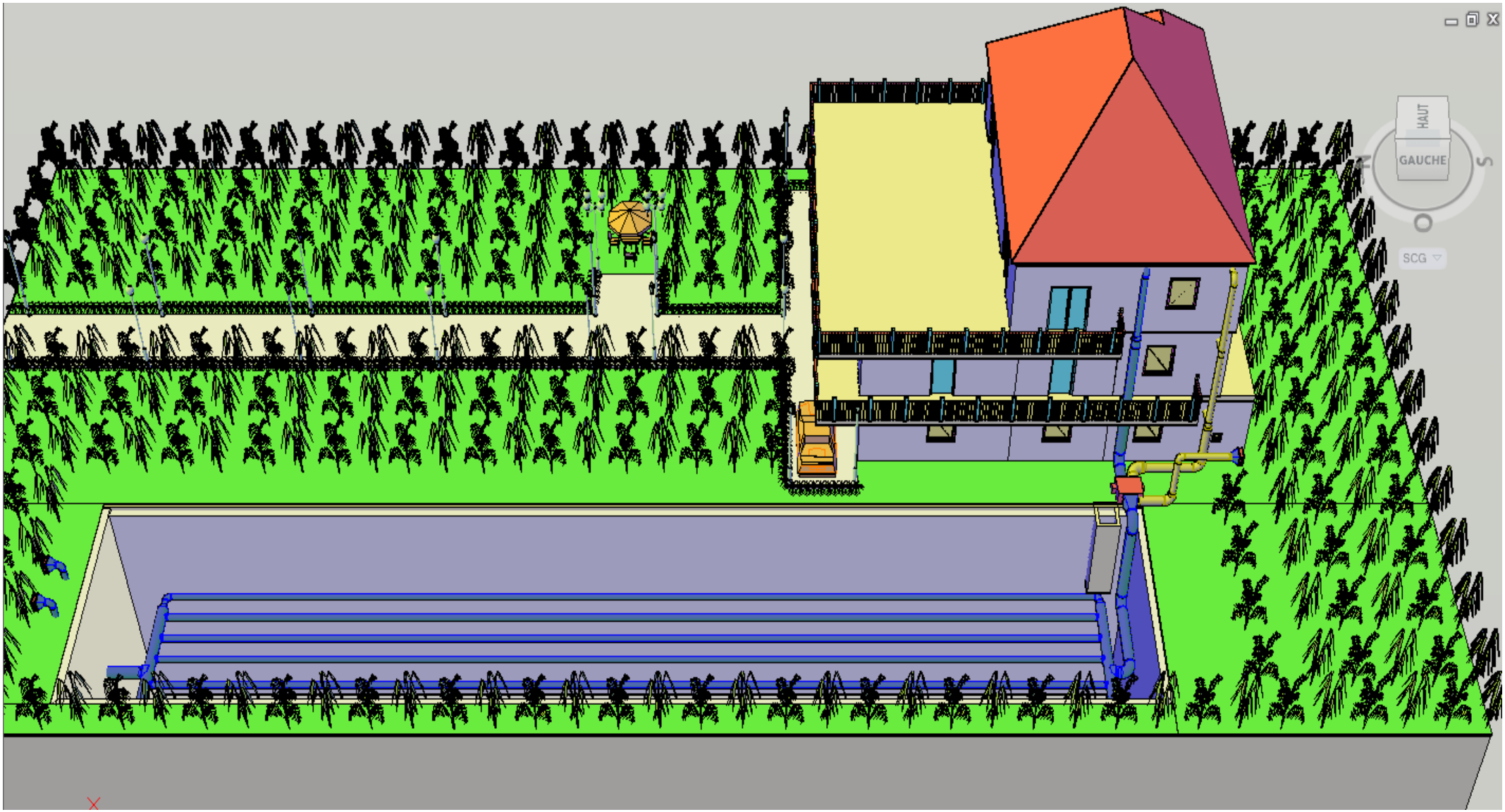
Présenté par :

- **SAADADOU Ahmed**
- **DIDI Faouzi**

Dirigé par :

- **Dr. BENTCHIKOU Mohamed**

Promotion : 2012/2013


HAUT
GAUCHE
SCG


بسم الله الرحمن الرحيم

☙ Remerciements ❧

Nous remercions «DIEU» le tout puissant pour nous avoir aider à mener à terme ce travail

Nous remercions aussi tous ce qui nous ont aidé à réaliser ce travail et en premier lieu notre promoteur qui était vraiment chargé à nous aider, et il nous a facilité la tache malgré les problèmes qu'on a eu, de même notre chef de département qui était compréhensif à résoudre nos problèmes.

Dédicace

Nous dédions ce modeste travail à :

Tous ceux qui nous ont aidés pour mener à terme notre travail en commençant en premier lieu par nos parents que Dieu les bénisse et leur donne le paradis ; aussi

Nos frères,

Tous nos oncles et nos tantes

Tous nos collègues.

Notre promoteur **Dr. BENTCHIKOU. Mohamed**

Nous souhaitons que tout(e) étudiant(e) qui sera chargé(e) de faire une recherche dans ce domaine va profiter de notre travail.

Résumé

La climatisation ou le chauffage d'un local à pour but de le maintenir à une température désirée (de confort). Ce confort n'est pas gratuit car il consomme de l'énergie. Cette dernière, non seulement, est chère et son prix ne cesse d'augmenter. Elle est aussi polluante, car souvent il s'agit d'une énergie fossile.

Dans ce contexte, et afin d'apporter notre contribution au développement des énergies renouvelables, nous avons choisi l'étude de la climatisation d'un local par un puits canadien.

Le travail que nous présentons ici, est conçu autour de cinq chapitres. Après une étude bibliographique du système de géo-ventilation, les éléments de calcul de l'installation sont évoqués puis le bilan thermique est exposé. Par la suite le dimensionnement, la régulation et l'entretien de notre installation sont présentés.

Abstract

The air conditioning or heating a local has for aim to keep it at a desired temperature (comfort). This comfort is not free because it uses energy. The latter not only is expensive and its price is increasing. It is not also cleaner, since often it is a fossil fuel.

In this context, and to make our contribution to the development of renewable energies, we chose the study of cooling local (building) by a Canadian wells.

The work presented here is designed around five chapters. After a literature review of geothermal, the computing elements of the system are discussed and then the heat balance is exposed. Subsequently the design, regulation and maintenance of our facility are exposed.

ملخص

تكييف الهواء أو تدفئة بناية للحفاظ على درجة الحرارة المطلوبة (الرفاهية) .هذه الراحة ليست مجانية لأنها تستهلك الطاقة . هذه الأخير ليست فقط مكلفة وسعره ا آخذ في الازدياد .و إنما ملوثة ايضا ، فهي تعتبر من الوقود الأحفوري .

في هذا السياق ، نقدم مساهمتنا المتواضعة في تنمية الطاقات المتجددة ، فأخترنا دراسة تكييف بناية عن طريق الآبار الكندية .

العمل الذي نقدمه يتمحور حول خمسة فصول , وهذا بعد، دراسة أدبيات النظم الجيوحرارية ، ناقشنا العناصر الحسابية للنظام ومن ثم تطرقنا إلى حوصلة الحرارة و التحجيم ، و في الأخير تنظيم وصيانة منشأتنا.

LISTE DES FIGURES

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 - Autres polluants de la maison……. 6

Figure I.2 - Représentation d'une ventilation naturelle à tirage assisté…… 8

Figure I.3 - Représentation d'une ventilation mécanique simple flux par extraction... 9

Figure I.4 - Représentation d'une ventilation simple flux hygro-réglable…… 10

Figure I.5 - Représentation d'une ventilation simple flux par extraction et puits canadien…….. 10

Figure I.6 - Représentation d'une ventilation mécanique double flux avec échangeur 11

Figure I.7 - Fonctionnement d'une VMC couplée à un puits canadien……. 12

Figure I.8 - Coupe longitudinale sur l'installation d'un puits canadien……. 13

Figure I.9 - Schéma de principe d'un puits provençal……... 14

Figure I.10 - Schéma de principe d'un puits canadien…….. 15

Figure I.11 - Schéma de principe d'un puits à eau glycolée + ventilateur…… 16

Figure I.12 - Schéma de principe d'un puits sur VMC double flux haut rendement… 17

Figure I.13 - Borne de captage de l'air……. 19

Figure I.14 - Borne extérieur d'arrivée d'air pour le puits canadien « coupe »……. 20

Figure I.15 - Le regard de visite…… 21

Figure II.1 - Phénomène de la conduction……. 24

Figure II.2 -Phénomène de la convection…….. 25

Figure II.3 - Phénomène du rayonnement…… 25

Figure II.4 - L'obtention de la température de rosé à partir du diagramme « H-X. ».. 32

Figure II.5 - Diagramme de GLASER (mur extérieur 35cm) Ti=20°C…… 37

Figure II.6 - Diagramme de GLASER (mur extérieur 35cm) Ti=22°C…… 39

Figure II.7 - Diagramme de GLASER (mur extérieur 35cm) Ti=16°C…… 41

Figure II.8 - Diagramme de GLASER (dalle de terrasse) Ti=20°C……. 44

Figure III.1 - Bilan thermique d'un bâtiment…… 45

Figure III.2 - Représentation de la surface Ombrée et surface ensoleillée……... 51

Figure III.3 - L'obtention des caractéristiques de l'air soufflé à partir du diagramme H-X……. 66

Figure IV.1 - Influence de l'échangeur géothermique selon la conductivité des sols… 70

Figure IV.2 - Exemple d'un tuyau annelé à l'extérieur et lisse à l'intérieur…… 73

Figure IV.3.a - Avec un seul tube serpentin…….. 75

Figure IV.3.b - Avec un seul tube autour de logement…… 75

Figure IV.4 - Emplacement avec un faisceau de tubes……. 75

Figure IV.5 - Sélection du diffuseur d'après les dimensions…… 80

Figure IV.6 - Sélection de la bouche de reprise d'après les dimensions……... 81

Figure IV.7 - Réseau de distribution d'air de la villa…… 84

Figure IV.8 - Abaque de Rietschel pour déterminer R et ∅…… 85

Figure IV.9 - Schéma du puits canadien et réseau de distribution d'air…… 90

Figure IV.10 - Central VMC double flux UNELVENT série CADB-DI R 30 DV….. 91

Figue V.1 - Schéma de principe de fonctionnement d'une régulation…… 93

Figure V.2 - Puissance absorbée par l'arbre pour différents systèmes de réglage de débit…….. 94

Figure V.3 - Schéma du montage du bipasse du puits canadien……. 95

Figure V.4 - Clapet motorisé avec thermomètre…… 95

Figure A - Plage de confort température-humidité…… Annex

LISTE DES TABLEAUX

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I.1 – Les différents types de ventilation des locaux…….. 4

Tableau II.1- Conditions recommandées a l'intérieur…… 22

Tableau II.2 – Paramètres géométriques au Rez-de-chaussée…… 23

Tableau II.3- Paramètres géométriques au 1er étage…… 23

Tableau II.4- Paramètres géométriques 2ième étage…… 24

Tableau II.5- Coefficient de transfert superficiel……. 26

Tableau II.6- Caractéristiques de construction des murs extérieurs 35cm…….. 27

Tableau II.7- Caractéristiques de construction des murs intérieurs 14cm…….. 28

Tableau II.8- Caractéristiques de construction de terrasse (toiture) 25cm…….. 28

Tableau II.9- Caractéristiques de construction de terrasse (toiture) 25cm…….. 29

Tableau II.10- Caractéristiques de construction de dalle de toiture 21cm…….. 29

Tableau II.11- Caractéristiques de construction de plancher sur sol…….. 30

Tableau II.12- Les occupants et leurs durée d'occupation…….. 30

Tableau II.13- Les puissances et les durées d'éclairage…….. 30

Tableau II.14- Les puissances des machines…….. 31

Tableau II.15- Détermination des pressions de saturation pour le mur extérieur de 35 cm 36

Tableau II.16- Détermination des perméances pour le mur extérieur de 35 cm……..... 36

Tableau II.17- Détermination des pressions de saturation pour le mur extérieur de 35 cm 38

Tableau II.18- Détermination des perméances pour le mur extérieur de 35 cm……. 38

Tableau II.19- Détermination des pressions de saturation pour le mur extérieur de 35 cm 40

Tableau II.20- Détermination des perméances pour le mur extérieur de 35 cm…….. 40

Tableau II.21- Détermination des pressions de saturation pour la dalle de terrasse…… 42

Tableau II.22- Détermination des perméances pour le Dalle de Terrasse…….. 43

Tableau III.1- Apports par transmission de la chambre 1…….. 47

Tableau III.2- Apports par ventilation de la chambre 1…….. 48

Tableau III.3- Les différentes déperditions pour chaque local de Rez-de-chaussée……... 49

Tableau III.4- Les différentes déperditions pour chaque local de 1er étage……. 49

Tableau III.5- Les différentes déperditions pour chaque local de 2ième étage……. 50

Tableau III.6- Intensité du rayonnement solaire globale corrigé…… 57

Tableau III.7- Les matériaux de construction et leurs caractéristiques thermiques…… 60

Tableau III.8- Les apports des parois opaques et vitrées a chaque heure…… 62

Tableau III.9- Les apports externe et interne de tous les locaux……. 64

Tableau III.10- Sommes des apports calorifiques et des déperditions pour chaque local.. 65

Tableau III.11- Les données pour calcul du débit d'air…….. 67

Tableau III.12- Calcul du débit d'air et paramètres de soufflage pour chaque local……. 68

Tableau IV.1- Modèle des diffuseurs plafond (KLIMA)…… 80

Tableau IV.2- Modèle des bouches de reprise (MADAL)……. 81

Tableau IV.3- Pertes de charges totales de chaque tronçon du réseau…… 86

Tableau IV.4- Diamètre des diaphragmes…….. 88

Tableau IV.5- Perte de charge entre le point I (départ) et points terminaux du réseau (diffuseur)…… 89

-NOMENCLATURES-

LETTRES ROMAINES

Symbole	*Signification*	*Unité*
Q	La quantité de chaleur	KW
T	Température de corps	°C
S	Surface d'échange	m^2
q	densité de flux de chaleur par rayonnement	KW/m^2
c	Coefficient de rayonnement entre la surface de la paroi et le fluide	(adim)
K	Coefficient globale de transfert de chaleur	$KW/m^2°C$
$\mathbf{R_{th}}$	Resistance thermique totale	$m^2°C/ KW$
e	Epaisseur de la couche	m
$\mathbf{t_{si}}$	Température superficielle de la paroi intérieure	°C
$\mathbf{t_r}$	Température de rosé	°C
$\mathbf{t_i}$	Température intérieure	°C
$\mathbf{t_e}$	Température extérieure	°C
$\mathbf{t_n}$	Température de saturation de couche considér	°C
$\mathbf{R_n}$	Résistance thermique de couche considérée	$m^2.°c/ KW$
$\mathbf{P_{si}}$	pression de saturation intérieur	mmHg
$\mathbf{P_{se}}$	pression de saturation extérieure	mmHg
P_{pi}	pression partielle intérieur	mmHg
$\mathbf{P_{pe}}$	pression partielle extérieur	mmHg
m	Débit massique	g/h
P	Différence de pression entre deux couches	mmHg
$\mathbf{R_d}$	Résistance à la diffusion de vapeur	$m^2.h.mmHg/g$
$\mathbf{R_{min}}$	résistance minimale	$m^2.°C/ KW$
$\mathbf{Q_{tr}}$	Perte calorifique par transmission	KW

Z	Coefficient de majoration	(admi)
Z_u	Majoration pour interruption d'exploitation	%
Z_a	Majoration pour compensation des surfaces extérieures froides	%
Z_h	Majoration pour l'orientation	%
Z_d	la perméabilité thermique de l'enveloppe du local considère	(adim)
S_D	La surface de l'enveloppe du local	m^2
$\Sigma (al)_a$	La perméabilité des fenêtres et portes au vent	(adim)
Q_v	Déperdition par ventilation	KW
R	La caractéristique du local	(adim)
H	La caractéristique d'immeuble	(adim)
Z_e	Le facteur de majoration pour les fenêtres d'angle.	(adim)
Q_{tr}	Apports calorifiques par transmission	KW
Q_{ens}	Apports calorifiques par ensoleillement	KW
K_{vit}	Coefficient de transmission global de la vitre	KW /m^2.°C
S_{vit}	Surface de la vitre	m^2
t_B	Température de base du lieu	°C
E	Ecart diurne	C
Δ h	Coefficient qui dépend de l'heure de solaire de calcul.	(adim)
F	Coefficient de correction en fonction du type de la menuiserie	(adim)
C	Coefficient de correction en fonction du dispositif de protection	(adim)
S_s	Surface ensoleillée du vitrage	m^2
L	Longueur de la fenêtre	m
H	Hauteur de fenêtre	m
L_o	Longueur de l'ombre	m
H_o	Hauteur de l'ombre	m
S_o	Surface ombrée de la vitre	m^2
R	Retrait de la fenêtre	m
h	Hauteur solaire	(°)
N	Nombre des jours dans l'année à partir du 1^{ere} janvier	jour
a	Azimut du soleil	(°)
a_m	Azimut de la paroi verticale	(°)
I_{GC}	Rayonnement global corrigé exprimé en (Kcal/h.m^2)	
K_1	Coefficient de correction pour tenir compte du climat et de l'altitude	(adim)
K_2	Coefficient de correction pour tenir compte de l'épaisseur de la vitre	(adim)
I_G	Rayonnement global	KW /.m^2

$\mathbf{I_D}$	Rayonnement solaire direct	KW /.m^2
$\mathbf{I_O}$	Emission énergétique du soleil en dehors de l'atmosphère	KW /.m^2
$\mathbf{I_{dc}}$	Rayonnement solaire diffus corrigé	KW /.m^2
$\mathbf{Q_{op}}$	Apports par parois opaques	KW
$\mathbf{t_B}$	Température extérieure de base	°C
A	Coefficient d'absorption de la paroi	(adim)
$\mathbf{I_m}$	Intensité de rayonnement solaire moyenne	KW / .m^2
D	Indice d'inertie thermique de la paroi	(adim)
$\mathbf{C_{pi}}$	Chaleur massique de la1^{ér} couche de la paroi	Kj/Kg°.C
m	Coefficient d'amortissement	(adim)
ν	Le rapport entre les amplitudes de variation des températures superficielles cotes extérieur et intérieur.	(adim)
$\mathbf{C_{p\ maç}}$	Caractéristique de la couche maçonnerie	
$\mathbf{C_{p\ iso}}$	Caractéristique de la couche isolante	
V	Volume du local	m^3
r	Coefficient d'infiltration	(adim)
$\mathbf{Q_S}$	Chaleur sensible dégagée par personne	KW/ personne
$\mathbf{Q_L}$	Chaleur latente	KW / personne
N	Nombre des occupants	(adim)
N	Puissance de machine électrique	KW
N	Puissance installé par 1m² de surface	kw/m²
$\mathbf{V_s}$	Débit d'air soufflé	m^3/h
$\mathbf{x_i}$	L'humidité	g/Kg
e	Efficacité de l'humidification	%
$\mathbf{\Delta P_T}$	Perte de charge total	mmce
R	Pertes de charge	mmce/m
L	Longueur du tronçon	m
Z	Perte de charge local	mmce

LETTRES GRECQUES

Symbole	Signification	Unité
λ	Coefficient de conductivité thermique	KW /m.°C
δ	Epaisseur de la paroi	m
α_c	Coefficient de convection	KW /m^2.°C
α_r	Coefficient d'échange superficiel par rayonnement	KW /m^2.°C
α_i	Coefficient de transfert de chaleur superficielle intérieur	KW /m²°C
α_e	Coefficient de transfert de chaleur superficielle extérieur	KW /m²°C
λ_i	Conductivité thermique de la couche	KW /m°C
φ	l'humidité relative	°C
π	Coefficient de perméabilité à la vapeur d'eau	g/m.H.mmHg
β	Azimut	(°)
Φ	La latitude du lieu	(°)
γ	L'angle horaire	(°)
δ_S	La déclinaison solaire	(°)
τ	Coefficient de transparence dépendant du climat	(adim)
ε	Le retard	(adim)
ρ_i	La masse volumique de la1^{ér} couche de la paroi	Kg/m^3
Ψ	Coefficient d'utilisation **(0,30 ÷ 0,95)**	(adim)
ξ	Coefficient de perte de charge local	(adim)

AUTRES

Symbole	Signification	Unité
$\dot{V}$	Débit d'eau	L/s
ρ	Masse volumique de l'eau	kg/L
Cp	Chaleur massique de l'eau	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
p_c	Puissance totale	W
I	flux de rayonnement	W/m^2
Te	température ambiante	^oC
T_{fe}	Température d'entrée du fluide	^oC
T_{fm}	Température moyenne du fluide	^oC
B , $F_{\tau\alpha}$	Coefficients caractéristiques	(adim)
K, F_{rui}	Coefficients caractéristiques des pertes du capteur	$(W/m^2\ ^0C)$
p_u	Puissance utile	W
η	Rendement	
f	coefficient de frottement.	
D	Diamètre de la conduite	m.
L	longueur	m.
ΔZ	Hauteur géométrique	m
Q	débit	m^3/s
H	la hauteur manométrique totale	m
g	l'accélération de la pesanteur	m/s
K	un coefficient de surpuissance	Adim
Q_e	Quantité de chaleur	W
V	volume	m^3
ΔT	Gradient de température	°C
Ts	Température de soufflage	°C
q_{vas}	Débit volumique	m^3/s
x	Humidité absolue	$kg/kg_{aie\ sec}$
Δx	Écart d'humidité absolue	$kg/kg_{aie\ sec}$
q_m	Débit massique	kg/s
p	Puissance	W

h	enthalpie	kj/kg
ε	Rugosité et coefficient de perte de change	(adim)
ν	viscosité cinématique	m^2/s
Δp	Pertes de charges	pa
R_e	Nombre de Reynolds	(adim)
φ	Humidité relatif	%

Abréviation :

Cond : condenseur

Chsens : chaleur sensible

as: air soufflé

amb : ambiant

m: mélange.

an : air neuf.

ar : air repris.

adp : adaptation.

VAV : volume d'air variable

adim : adimensionnel

SOMMAIRE

SOMMAIRE

INTRODUCTION..... 1

CHAPITRE I

I. INTRODUCTION …….. 3

II. LE POURQUOI DE LA VENTILATION…….. 3

III. LA POLLUTION DE L'AIR …… 4

III.1 Les principaux polluants de la maison …… 4

III.1.1. L'humidité …….. 4

III.1.2. Le gaz carbonique (CO_2) …… 5

III.1.3. Les composants organiques volatils(COV) …… 5

III.1.4. Le monoxyde de carbone …… 5

III.1.5. Le radon …….. 6

III.1.6. Les autres polluants de la maison …….. 6

III.2. La filtration …… 7

IV. LES DIFFERENTS SYSTEMES DE VENTILATION …….. 7

IV.1. Ventilation naturelle …….. 7

IV.1.1. Par conduits à tirage naturel ……... 7

IV.1.2. Ventilation naturelle à tirage assisté ……... 8

IV.2. Ventilation mécanique simple flux par extraction ……. 9

IV.3.Ventilation simple flux hygro-réglable …….. 9

IV.4. Ventilation mécanique simple flux par extraction et puits canadien ……. 10

IV.5. Ventilation mécanique double flux avec échangeur ……. 11

IV.6. Ventilation mécanique double flux avec puits canadien ……... 11

IV.6.1. En saison froide …….. 12

IV.6.2. En saison chaude …… 12

IV.6.3. En périodes intermédiaires …… 12

IV.6.4. Avantages et inconvénients …… 12

V. LE PUITS CANADIEN …… 13

V.1. Principe de fonctionnement du puits canadiens ……. 13

V.2. Le puits provençal et le puits canadien …….. 13

V.2.1. Le puits provençal …… 14

V.2.2. Le puits canadien ……. 14

V.3. Le puits à eau, et le puits sur VMC double flux …… 15

V.3.1. Le puits à eau glycolée + ventilateur ……... 15

V.3.2. Le puits sur VMC double flux haut rendement ……... 16

V.4. Les avantages et les inconvénients …… 17
V.4.1. Les avantages ……... 17
V.4.2. Les inconvénients …… 17
V.5. La condensation …….. 18
V.5.1. Les risques d'inondation …….. 18
V.6. La récupération de l'air ……... 18
V.6.1. Les pollutions extérieures …… 18
V.6.2. La protection contre les pollutions…… 19

CHAPITRE II

I. INTRODUCTION…… 22
II. PARAMETRES GEOGRAPHIQUES …….. 22
III. PARAMETRES CLIMATIQUES……. 22
III.1. Conditions de base extérieure …… 22
III.2. Conditions recommandées à l'intérieur…….. 22
IV. PARAMETRES GEOMETRIQUES…… 23
V. PARAMETRES THERMIQUES…….. 24
V.1. Définition de la chaleur…… 24
V.2. Conduction……. 24
V.3. Convection…….. 25
V.4. Rayonnement…….. 25
V.5. Coefficient de transfert superficiel…….. 26
V.6. Coefficient global de transfert de chaleur…… 26
V.6.1. Parois opaques ……. 27
V.6.2. Les vitres …….. 30
V.6.3. Les portes…….. 30
V.7. Les occupants…….. 30
V.8. L'éclairage …….. 30
V.9. Les machines ……... 31
VI. ETUDE DE LA CONDENSATION …….. 31
VI.1. Définition……..……. 31
VI.2. Condensation de surface …… 31
VI.3. Condensations dans la masse …… 31
VI.4. Vérifications de la condensation superficielle ……... 32
VI.5. Vérifications de la condensation dans la masse …….. 35

CHAPITRE III

I. INTRODUCTION ……... 45
II. CALCUL DES DEPERDITIONS CALORIFIQUES …… 45
II1. Les déperditions par transmission …… 45
II.2. Les déperditions par ventilation …….. 46
III. CALCUL DES APPORTS CALORIFIQUES …… 50
III.1. Les apports externes …… 50
III.1.1. Les apports calorifiques à travers les parois vitrées ……. 50
III.1.2. Les apports calorifiques à travers les parois opaques……. 54
III.1.3. Les apports calorifiques à travers les parois internes ……. 56
III.1.4. Les apports calorifiques par infiltration ……. 56
III.2. Les apports internes …….. 56
III.2.1. Les apports dus aux occupants…… 56
III.2.2. Les apports dus aux éclairages ……... 57
III.2.3. Les apports dus aux machines électriques……... 57
IV. CALCUL DU DEBIT D'AIR …….. 65
IV.1. Période estivale ……. 65
IV.2. Période hivernale ……... 67

CHAPITRE IV

I. DIMENSIONNEMENT DU PUITS CANADIEN……. 69
I.1. L'installation d'un puits canadien …… 69
I.1.1. La qualité de sol …… 69
I.1.2. La qualité de la terre …….. 69
I.1.3. L'échange géothermique ……... 71
I.2. Les caractéristiques techniques et mécaniques…… 71
I.2.1. Le tuyau ……. 71
I.3. Distribution des conduites enterrées…….. 75
I.3.1. Dispositions avec un seul tube …….. 75
I.3.2. Disposition avec un faisceau de tubes…… 75
I.4. Méthodes et formules de calcul …… 76
II. DISTRIBUTION DE L'AIR DANS LE LOCAL ……. 79
II.1. Le soufflage de l'air ……. 79
II.2. Bouches de soufflage……... 79
II.3. Les différents types de bouche …… 79

II.3.1. Les grilles …… 79
II.3.2. Les bouches de plafonniers ……. 80
II.3.3. Bouche de sol, de pied de fauteuil, de pupitre, de table …….. 80
II.4. Choix des bouches de soufflage / reprise …… 80
II.4.1. Bouche de soufflage …… 80
II.4.2. Bouche de reprise……. 81
II.5. Conduits aérauliques ……... 81
II.5.1. Matériaux constitutifs……... 81
II.6. Méthodes et formules de calcul …….. 82
III. EQUILIBRAGE DU RESEAU DE GAINE DE DISTRIBUTON…….. 87
IV. PUISSANCE ABSORBEE PAR LE VENTILATEUR…… 89
VI.1. Choix d'équipement d'installation …… 91
CHAPITRE V
I. INTRODUTION A LA REGULATION……. 92
II. DEFINITION…….. 92
III. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT …… 92
IV. REGULATION DU DEBIT……. 93
V. REGULATION APPLIQUEE AU PUITS CANADIEN…….. 94
VI. REGULATION ASSUREE PAR LA VMC CADB-DI R 30 DV ……... 96
VI.1. Réglage des débits ……. 96
VI.2. Fonction de sécurité …….. 96
VII. ENRETIEN…….. 96
VII.1. Entretien pour VMC ……. 96
VII.2. Entretien pour le puits canadiens ……. 96
CONCLUSION……. 97
BIBLIOGRAPHIE
ANNEXES

INTRODUCTION

INTRODUCTION :

Les logements et les bâtiments tertiaires sont à l'origine de 19% des émissions de CO_2 et consomment 46% de l'énergie finale en Europe. Le chauffage représente près des deux tiers de ces consommations d'énergie et les systèmes de climatisation connaissent une forte croissance. L'amélioration de la performance énergétique des bâtiments et l'optimisation de leur conception à l'égard du confort d'été deviennent aujourd'hui incontournables. Les puits canadien ou puits provençaux s'inscrivent dans ce contexte**.**

Les recherches dans l'utilisation de la géothermie de couches supérieures du sol, dans les dernières années, ont contribué à élaborer des systèmes permettant l'utilisation de cette énergie pour les logements. Le sol devient un fabuleux réservoir d'énergies grâce à l'énergie solaire qui le réchauffe par son rayonnement tout au long de l'année pour le maintenir à des températures constantes en fonction des saisons. Cette énergie peut être utilisée toute l'année par temps nuageux ou même la nuit lorsque le soleil est absent. La pratique a démontré qu'il est possible, aujourd'hui, d'utiliser cette énergie pour apporter de la chaleur dans nos habitations en hiver mais également de les rafraichir en été.

En faisant passer l'air dans un réseau de canalisations placé horizontalement dans le sol avant qu'il n'entre dans un bâtiment, il est possible de le réchauffer ou de le rafraichir avec un rendement 30 fois supérieur à l'énergie nécessaire pour maintenir le système en fonctionnement. Ce principe va influer non seulement sur le plan économique, mais également écologique, à réduire la quantité de CO_2 dégagée dans la nature sachant que ce sera l'un des enjeux majeurs dans les années à venir [1].

Encore peu connu en Algérie ce principe, nommé « puits canadien » pour le préchauffage de l'air en hiver ou « puits provençal » pour le rafraichissement en été, a pour objectif de limiter au maximum la consommation d'énergie. Il devient un bon complément au système de chauffage et d'aération de nos habitations.

Afin d'apporter notre contribution au développement des énergies renouvelables et en particulier le développement de la géothermie, nous avons fait l'étude de la climatisation d'un local par un puits canadien. Cette étude est composée de cinq chapitres :

Le premier chapitre est consacré à la présentation des différents éléments du puits canadien ainsi que les différents types de montage avec la ventilation mécanique contrôlée (VMC).

Dans le chapitre II, nous avons rassemblé des éléments essentiels de calculs nécessaires à la conduite de notre étude.

Le chapitre III, est réservé aux calculs des besoins énergétiques, apports calorifiques et déperditions, du local et les débits d'air nécessaires.

Nous présentons, dans le chapitre IV le dimensionnement du puits canadien, la méthode de pose des conduites enterrées et l'équilibrage du réseau de distribution d'air.

Enfin, le chapitre V est réservé à la régulation du débit d'air et l'entretien de l'installation.

CHAPITRE I

« Puits canadien »

I. INTRODUCTION

Le « puits canadien » est sorti peu à peu de l'oubli à partir de 2003, suite à la canicule, et grâce à la visibilité croissante des énergies renouvelables. S'il existe de nombreuses solutions écologiques pour produire de la chaleur, les solutions alternatives à la climatisation sont peu nombreuses. Le puits canadien est l'une d'elle, la plus facilement transposable sur l'habitat individuel.

Le puits canadien est appelé aussi « puits provençal ». Son vrai nom : « échangeur d'air géothermique» de surface, permet de mieux comprendre son principe. Il s'agit en fait d'un système passif de climatisation naturelle (que l'on peut améliorer par une VMC), il permet également de climatiser la maison en apportant de l'air frais [2].

Nous allons présenter dans ce chapitre la fonctionnement du puits canadien, son usage, et les conditions de sa bonne réalisation. Par suite nous allons mettre en garde contre les mauvaises mises en œuvre de celui-ci. En effet, si la mise en place d'un puits se traduit par des économies d'énergie, il ne faut pas qu'elles se fassent au détriment de la qualité de l'air ambiant.

II. LE POURQUOI DE LA VENTILATION

La ventilation des espaces clos est une nécessité absolue et une obligation réglementaire. Elle doit assurer une bonne qualité de l'air intérieur ainsi qu'un confort thermique et hygrométrique optimal. Elle consiste :

- à apporter de l'air neuf en renouvelant la teneur en oxygène nécessaire à la respiration,
- à éliminer les odeurs, et à diluer les polluants,
- à évacuer l'excès d'humidité.

Il a été montré que le syndrome des habitats malsains augmentait si l'apport d'air neuf était insuffisant (< à 90 m^3 /h par personne).

Les systèmes de ventilation et de climatisation ont pour objectifs de répondre aux besoins de chauffage, de refroidissement et de conditionnement de l'air d'un bâtiment.

On distingue quatre types de systèmes de ventilation désignés par A, B, C, D par la norme NBN D50-001. Ils diffèrent les uns des autres par les procédés d'amenée d'air ou d'évacuation d'air comme résumé dans le tableau I.1.

Tableau I.1 – Les différents types de ventilation des locaux

Système de ventilation	Amenée d'air	Evacuation d'air
A	naturelle	naturelle
B	mécanique	naturelle
C	naturelle	mécanique
D	mécanique	mécanique

Le système de ventilation est dit mécanique quand le dispositif comprend au moins un équipement motorisé d'évacuation de l'air vicié ou (et) d'insufflation de l'air frais. Les systèmes de ventilation mécanique contrôlée (VMC à simple flux ou à double flux) sont fortement développés afin de concilier un débit d'air, satisfaisant à la réglementation et à une réduction de la consommation d'énergie.

Un des facteurs de qualité de l'air intérieur est la qualité de l'air extérieur. La ventilation peut se faire avec de l'air extérieur « propre » ou avec de l'air recyclé épuré. [10]

III. LA POLLUTION DE L'AIR

La qualité de l'air extérieur est en relation directe avec l'air que nous respirons à l'intérieur de la maison. Plusieurs études ont permis de démontrer que la qualité de l'air à l'intérieur de nos maisons était souvent de moins bonne qualité.

Plus la pièce est petite et occupée, plus le taux de renouvellement de l'air doit être élevé, pour éliminer le dioxyde de carbone et l'humidité produits par la respiration, les microbes et les odeurs corporelles, émis par chaque occupant, ainsi que tous les polluants résultants de leur activités : composés organiques volatils, monoxyde de carbone, fumée de tabac [2].

III.1. Les principaux polluants de la maison

III.1.1. L'humidité

L'humidité est l'une des plus graves problèmes. Les basses températures extérieurs de l'hiver donnent lieu à de la condensation à la surface et à l'intérieure des murs et des fenêtres. Elles tendent également à produire de basses humidités relatives dans les bâtiments.

L'humidité relative de l'air intérieur dépend particulièrement de :

- La quantité d'humidité provenant de sources intérieurs (par exemple plantes, cuisson, séchoir).

- La quantité d'air frais fournie depuis l'extérieur.

La vapeur d'eau provenant des sources d'humidités intérieures est diluée par l'air frais entrant. Plus le volume d'air frais entrant est grand, plus le taux d'humidité intérieur est bas [2].

III.1.2. Le gaz carbonique (CO_2)

L'homme dégage, en permanence, par sa respiration, de vapeur d'eau et du CO_2. Si on prend le cas de la qualité de l'air dans une chambre à coucher sans ventilation, des études ont montré que le taux d' CO_2 atteint 3 600 ppm (particules par million) alors qu'il ne devrait pas dépasser 1 000 ppm. Le résultat est une sensation de fatigue le matin en se levant, d'inconfort et d'éventuels maux de tète.

III.1.3. Les composants organiques volatils (COV)

C'est un ensemble de composé appartenant à différentes familles chimique. Les COV sont largement utilisés dans la fabrication de nombreux produits et matériaux (peinture, vernis colles, moquette, carrelage, nettoyants, fumée de cigarette, tissus neufs…). Leur point commun est de s'évaporer plus ou moins rapidement à la température ambiante et de se retrouver ainsi dans l'air. Les COV sont souvent plus nombreux et plus concentrés à l'intérieur qu'à l'extérieur compte tenu de la multiplicité des sources intérieures.

III.1.4. Le monoxyde de carbone

Le monoxyde de carbone (CO) est un gaz incolore, inodore et mortel il est d'autant plus dangereux que sa présence passe inaperçue.

Il provient de la combustion incomplète du charbon, du bois, du gaz naturel, du butane ou du propane, et aussi de la fumée de tabac. Il se dégage en quantité dangereuse quand des appareils de chauffage ou de production d'eau chaude fonctionnent dans une atmosphère confinée, appauvrie en oxygène.

Sa présence dans un logement peut provenir :

- d'un chauffe-eau non raccordé à un conduit d'évacuation des gaz brûlés,
- d'appareils de chauffage en mauvais état ou mal entretenus,
- d'un défaut d'aération (grilles bouchées) ou d'évacuation de gaz brûlés (conduit de fumée bouché).

III.1.5. Le radon

Ce gaz radioactif d'origine naturelle est présent à la surface de la planète, mais provient surtout des sous-sols granitiques et volcaniques. C'est un des agents du cancer du poumon.

Il peut s'accumuler dans les maisons en s'infiltrant par les fissures ou les passages de canalisations.

Le radon peut être insufflé dans la maison à l'aide du puits canadien si le tuyau, apportant l'air depuis l'extérieur, n'est pas étanche. Il est impératif de limiter au maximum les raccords de conduit dans le sol ainsi que les matériaux perméables comme le béton.

III.1.6. Les autres polluants de la maison

Les polluants mesurés dans l'air intérieur proviennent le plus souvent de plusieurs sources et, inversement, chaque source peut être à l'origine de plusieurs pollutions. L'émission ou la présence de ces polluants dans l'air est liée à la présence des sources de pollution et au renouvellement de l'air des pièces du bâtiment.

Dans un milieu clos, les pollutions intérieure et extérieure s'ajoutent, mais peuvent aussi interagir, en créant d'autres polluants tels certains composés organiques volatils ou de très fines particules. La (Figure I.1) met en évidence « certaines sources ».

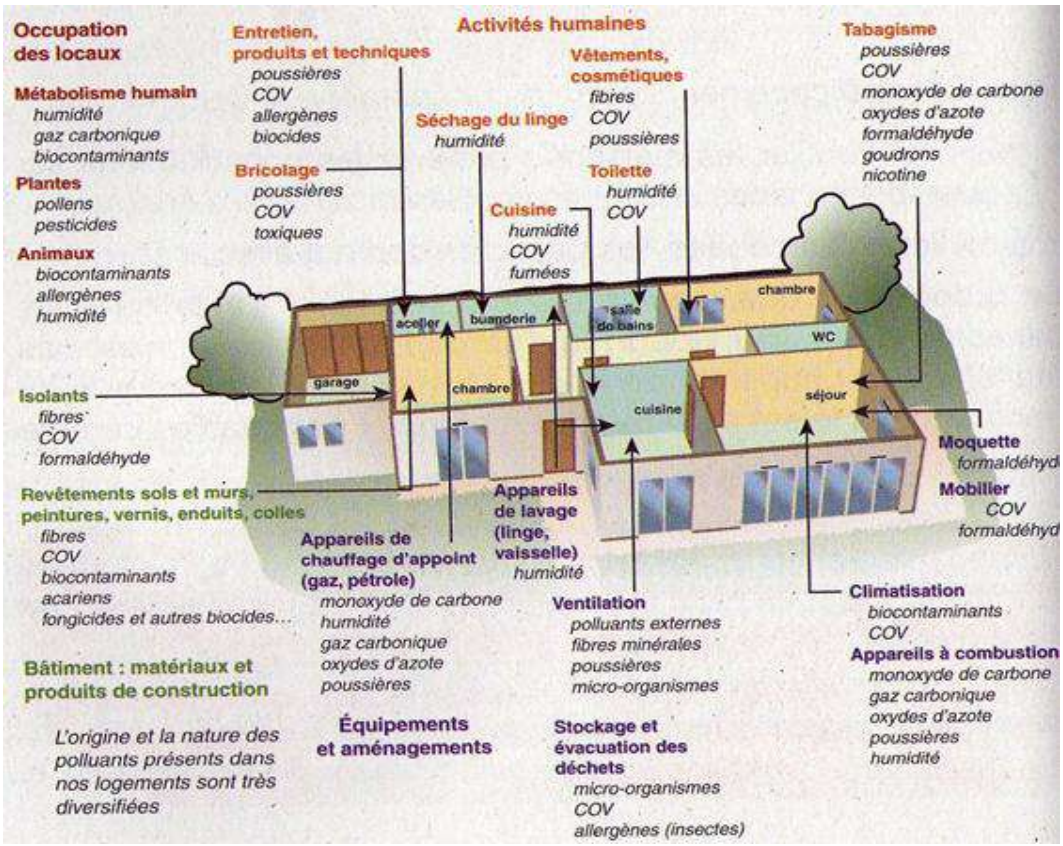


Figure I.1- Autres polluants de la maison

III.2. La filtration

Nous avons vu que les polluants étaient nombreux et que pour garantir un air de qualité, il faut les évacuer et renouveler l'air régulièrement. Il est important de ne pas aspirer ou de ne pas laisser les polluants pénétrer dans le logement. Il est également admis qu'il n'est plus possible de maitriser les pertes énergétiques sans un recours à une ventilation régulée.

Le changement de la qualité de l'air peut s'opérer de plusieurs façons :

- Le frottement de l'air sur des surfaces synthétiques crée de l'électricité statique. L'air sera donc chargé excessivement d'ions positifs. Pour pallier ce problème, il convient d'utiliser des conduits traités antistatiques ou des conduits en tôle galvanisée.
- Le simple transit de l'air à travers un filtre synthétique ne va pas charger l'air d'ions car la surface d'échange reste très faible (1 à 2 cm).
- Les poussières présentes dans l'air vont également s'accumuler dans des conduits. L'utilisation de conduits rigides et lisses à l'intérieur va permettre une visite annuelle des conduits pour leurs nettoyages [2].

IV. LES DIFFERENTS SYSTEMES DE VENTILATION

Si le logement ne comprend aucun système de ventilation, il n'est aéré que par des ouvrants (fenêtres, portes…) et par défauts d'étanchéité de l'enveloppe. Ce mode d'aération fut le plus utilisé jusque dans les années 60. A partir de 1969, il a été interdit par la réglementation dans les logements neufs. Un tel mode d'aération ne peut être qu'intermittent et ne permet pas de contrôler le débit d'air renouvelé, donc la qualité de l'air. Il génère en hiver des gènes dus aux courants d'air froid ; cet inconfort peut être renforcé par les nuisances dues au bruit extérieur. Ce procédé étant fortement consommateur d'énergie, les utilisateurs ont tendance à maintenir les fenêtres fermées ce qui peut nuire à la qualité de l'air.

IV.1. Ventilation naturelle

Le bon fonctionnement d'une installation de ventilation générale et permanente basée sur le principe du tirage naturel, ne peut s'obtenir qu'à partir d'une étude précise et d'un haut degré de technicité [2].

IV.1.1. Par conduits à tirage naturel

La ventilation naturelle ne nécessite aucun dispositif mécanique pour fonctionner. La circulation de l'air est induite par le tirage thermique, dû aux différences de températures entre l'intérieur et l'extérieur, et les pressions du vent sur l'enveloppe du logement et notamment au débouché de conduit en toiture (effet de cheminée). Chaque pièce de service du

logement possède une sortie d'air raccordée à un conduit d'évacuation fonctionnant par tirage naturel.

Dans les logements récents, chaque pièce principale est équipée d'un orifice d'entée d'air neuf de type autorisable (ajustement de la section de passage de l'air en fonction du vent). Les sorties d'air sont fixes ou réglables manuellement.

Le renouvellement de l'air d'un logement ventilé naturellement varie fortement en fonction des conditions climatiques et il n'est pas possible de prévoir les débits minimums pour assurer un renouvellement suffisant.

La ventilation naturelle et le puits canadien ne sont pas compatibles, car les pertes de charges dans le conduit sont trop importantes et le phénomène de tirage ne peut s'effectuer dans ces conditions.

IV.1.2. Ventilation naturelle à tirage assisté

La ventilation naturelle à tirage assisté utilise la pression du vent sur l'enveloppe ainsi qu'un ventilateur additionnel pour pallier le manque de vent. Des capteurs (hygro, CO_2) permettent d'ouvrir ou de fermer des clapets pour réguler les entrées et sorties d'air en fonction de la pollution des pièces.

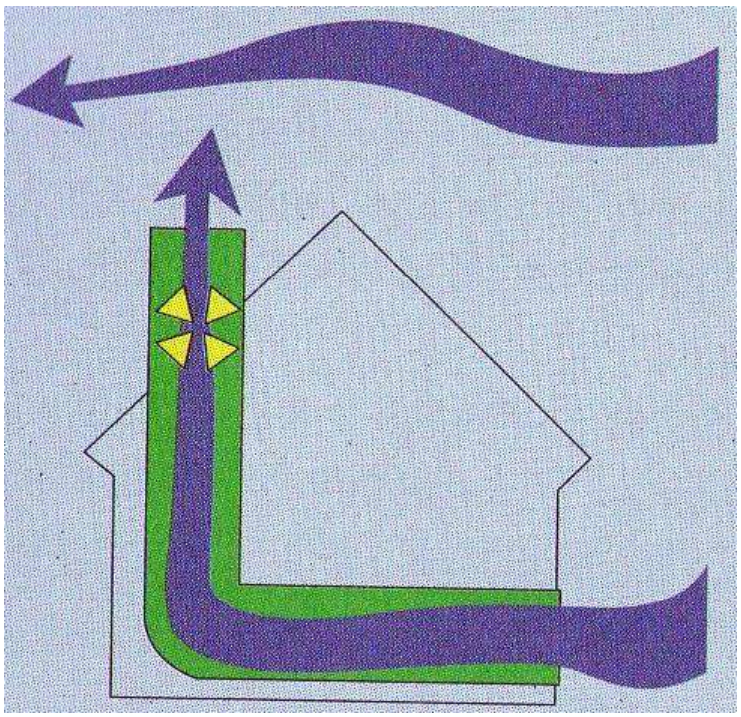


Figure I.2- Représentation d'une ventilation naturelle à tirage assisté

IV.2. Ventilation mécanique simple flux par extraction

La ventilation mécanique par extraction d'air, communément appelée VMC, utilise :

- Des entrées d'air neuf dans les pièces principales,
- Des bouches de sortie d'air vicié dans les pièces de service,
- Des conduits et un groupe d'extraction composé d'un ventilateur et d'un caisson regroupant les diverses entrées de tuyaux pour évacuer l'air à l'extérieur du logement.

Ce type de ventilation met le logement en légère dépression par rapport à la pression extérieure pour permettre d'aspirer l'air depuis l'extérieur par les entrées prévues à cet effet au-dessus de fenêtres. Le groupe d'extraction est généralement placé dans les combles : l'air vicié refoulé par le ventilateur est évacué à l'extérieur par l'intermédiaire d'un conduit débouchant en toiture.

Hiver Eté

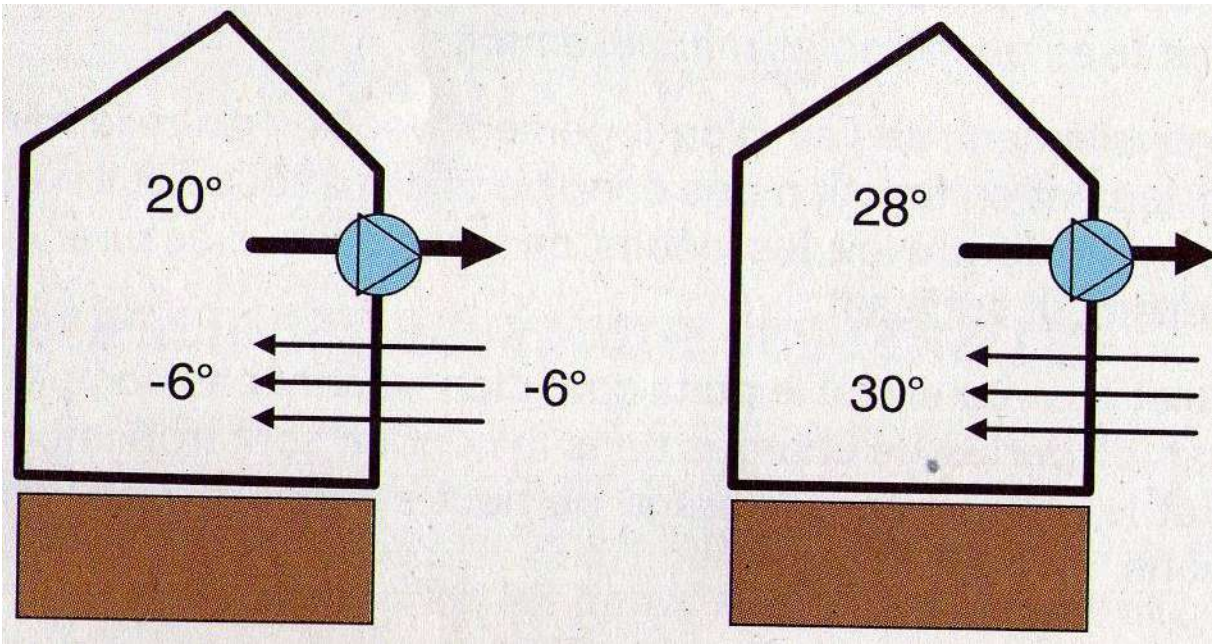


Figure I.3- Représentation d'une ventilation mécanique simple flux par extraction

IV.3. Ventilation simple flux hygro-réglable

La VMC hygroréglable permet de contrôler la teneur en humidité de l'air entrant et sortant, des testeurs d'humidité sont placés à l'entrée des prises d'air neuf ainsi que sur les bouches d'extraction.

Ce système "intelligent" permet ainsi de limiter les déperditions de chauffage par un système à débit variable en fonction de la situation. Il est en effet inutile d'extraire de l'air

d'une salle de bain avec le même débit au moment d'une douche qu'une heure ensuite lorsqu'il ne s'y passe plus rien.

Le même raisonnement est valable lorsqu'il pleut dehors: il est inutile d'entrer un air très chargé d'humidité pour l'extraire ensuite avec les calories du chauffage.

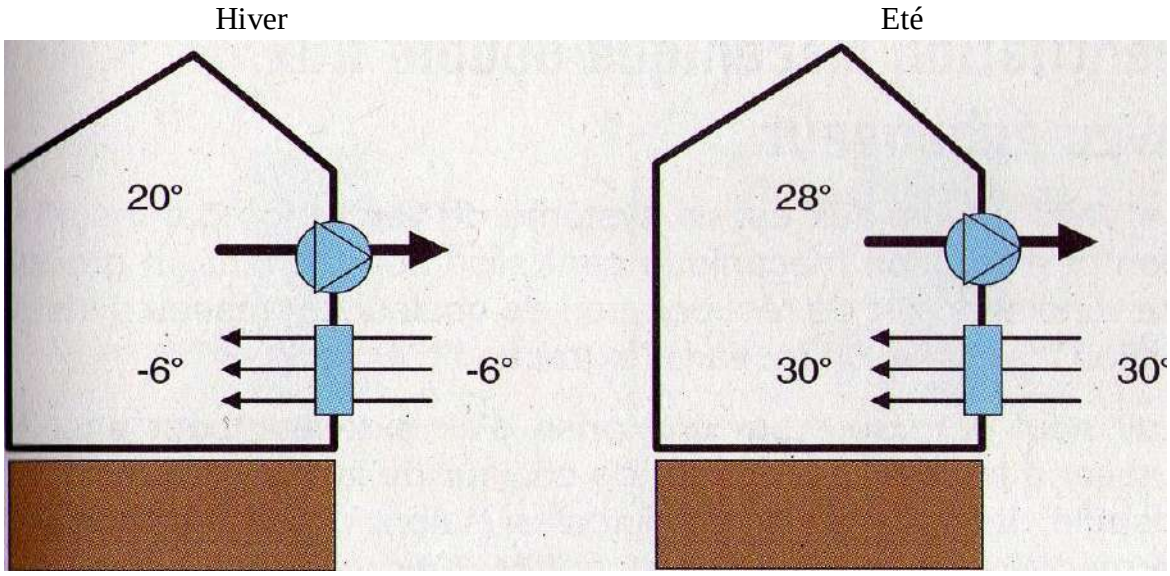


Figure I.4- Représentation d'une ventilation simple flux hygro-réglable

IV.4. Ventilation mécanique simple flux par extraction et puits canadien

Les entrées d'air des pièces principales sont supprimées et la totalité de l'air passe par les conduits du puits canadien. Le sol joue le rôle de radiateur et va réchauffer l'air sur son passage en hiver. L'énergie nécessaire pour chauffer l'air jusqu'à la température de confort est ainsi diminuée. En été, le sol, plus frais, va rafraîchir l'air sur son passage et il sera possible de rafraîchir certaines pièces de l'habitation de façon écologique. En effet, la puissance de ventilateur pour maintenir le débit souhaité est largement inférieure à la puissance d'une climatisation traditionnelle.

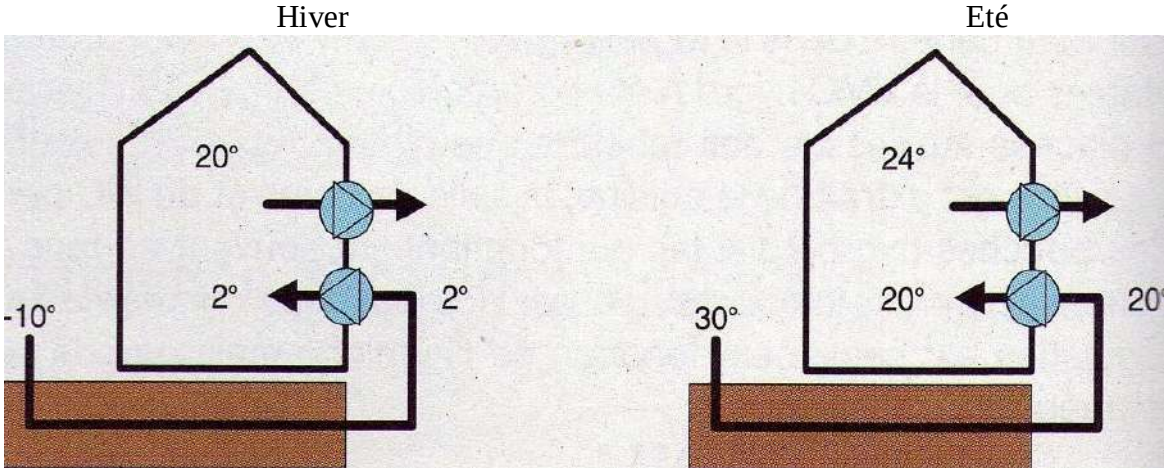


Figure I.5- Représentation d'une ventilation simple flux par extraction et puits canadien

IV.5. Ventilation mécanique double flux avec échangeur

La VMC double flux est un système de ventilation par insufflation et extraction mécanique centralisé comprenant un groupe de ventilation et de récupération de chaleur, un réseau d'insufflation d'air neuf, un réseau d'extraction d'air vicié.

L'air neuf est capté par une prise d'air extérieur pour ensuite passer à travers l'échangeur de chaleur de la VMC avant d'être insufflé dans les pièces principales (salon, chambres) par l'intermédiaire d'un réseau de conduits. L'air vicié est extrait des pièces de service (SDB, WC) par le ventilateur d'extraction puis refoulé dans le caisson comprenant l'échangeur avant d'être rejeté à l'extérieur du logement. L'échangeur à pour but de récupérer une partie de chaleur (70-90%) avant de le rejeter.

Des dégivreurs (résistances électriques ou radiateur à eaux chaudes) sont utilisés pour protéger les échangeurs sachant qu'ils ne peuvent supporter des températures négatives. Ils entraînent une consommation supplémentaire par rapport aux ventilateurs de la VMC double flux.

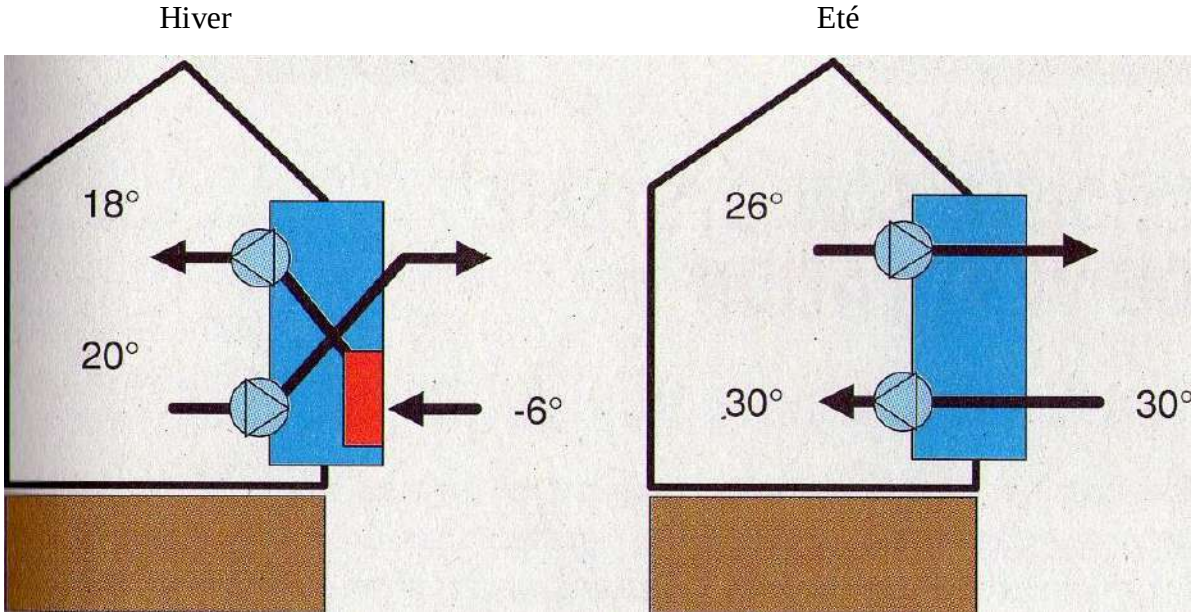


Figure I.6- Représentation d'une ventilation mécanique double flux avec échangeur

IV.6. Ventilation mécanique double flux avec puits canadien

L'air est en fait le fluide caloporteur et le tube jour le rôle d'échangeur thermique. L'air chargé de calories gratuites transmises par le sol est transporté jusqu'à la maison et assure aussi les besoins en ventilation. Raccordé à un caisson double-flux de VMC, le système de ventilation de la maison est vraiment économique, surtout si le caisson VMC est équipé d'un récupérateur (sur l'air extrait).

IV.6.1. En saison froide

Préchauffage de l'air frais extérieur. L'air extérieur est introduit à une température supérieure à 0°C, le risque de dégivrage est pratiquement nul.

Comme dit précédemment, afin de produire encore plus d'économies d'énergie, il est introduit via un caisson de ventilation double flux à récupération sur l'air extrait. Il en résulte un meilleur rendement de l'échangeur et une plus haute température de soufflage. Le réchauffage de l'air neuf est limité aux périodes de très basses températures.

IV.6.2. En saison chaude

L'échangeur d'air géothermique rafraîchit l'air extérieur, entraînant ainsi une sensation de fraîcheur dans la pièce; l'air neuf étant refroidi de quelques degrés.

IV.6.3. En périodes intermédiaires

L'amenée d'air neuf passe soit par le collecteur enterré soit par la prise d'air directe, en fonction de la température extérieure. La commande est automatique par thermostat ou manuelle.

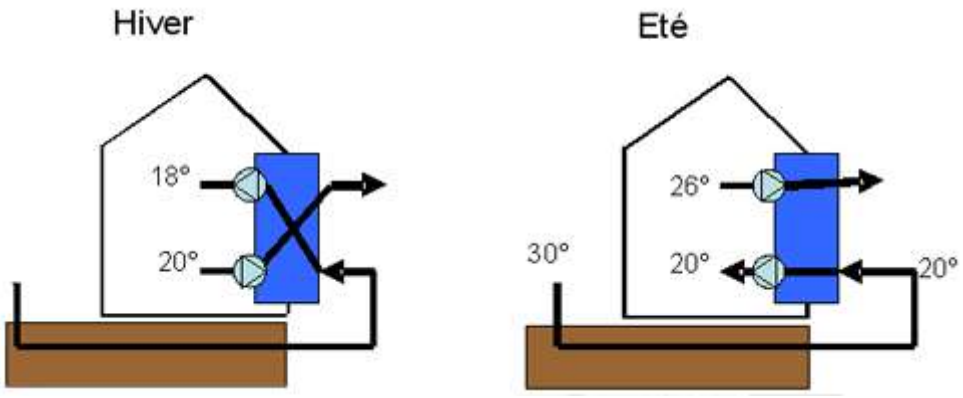


Figure I.7- Fonctionnement d'une VMC couplée à un puits canadien

IV.6.4. Avantages et inconvénients

Là où une VMC simple flux fait pénétrer l'air à température extérieure directement dans la maison (par exemple à 0° l'hiver), une VMC double flux fait pénétrer l'air à une température variant entre 13 et 17°C selon le rendement. Ce type d'installation permet également de filtrer poussières et pollens afin d'obtenir un air intérieur plus sain.

L'inconvénient de ce système est essentiellement financier puisqu'il nécessite l'installation d'un double réseau de conduites et d'un échangeur thermique au niveau de l'extracteur. Il nécessite également l'isolation des gaines et le raccordement des caissons au réseau d'eaux usées pour évacuer les condensats.

La pose d'une ventilation double flux nécessite d'être planifiée dès la conception de la maison afin de prévoir l'espace suffisant pour l'installation d'un double réseau de conduites liées à toutes les pièces de la maison.

V. LE PUITS CANADIEN

V.1. Principe de fonctionnement du puits canadien

Le puits canadien est un système géothermique. Au lieu d'entrer directement dans la maison, l'air effectue un trajet dans le sol. Comme la terre, à 1.50 m de profondeur a une température qui varie entre 10°C et 16°C selon les saisons, l'air est donc réchauffé ou refroidit d'une dizaine de degrés par rapport à la température extérieure.

Le système est composé d'une entrée d'air, munie de filtres pour empêcher les rongeurs et impuretés de pénétrer dans le puits, d'une canalisation enterrée sur 30-50m, lisse et pentue pour l'écoulement des eaux de condensation, d'un siphon ou d'un regard étanche pour leur récupération, et d'un ventilateur(ou une VMC double flux) pour l'insufflation dans une ou plusieurs pièces [3].

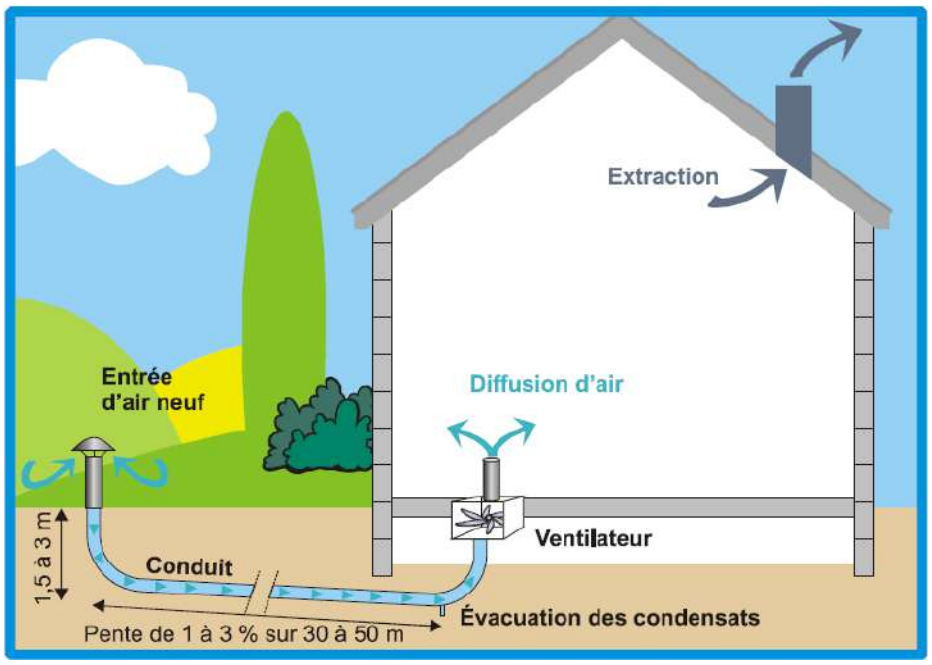


Figure I.8- Coupe longitudinale sur l'installation d'un puits canadien

V.2. Le puits provençal et le puits canadien

Ces deux kits représentent les deux fonctionnements "traditionnels" du puits géothermique, qui permet de rafraichir essentiellement, ou de se substituer aux entrées d'air de la VMC toute l'année [3].

V.2.1. Le puits provençal

Ce système est comme son nom l'indique plutôt destiné aux climats méditerranéens qui souhaitent essentiellement rafraîchir certaines pièces en été (même s'il est aussi possible de le faire fonctionner en hiver).

- Le système se compose des conduits extérieurs enterrés et d'un ventilateur pour l'insufflation de l'air dans la maison. Le ventilateur est commandé par un régulateur qui pilote son fonctionnement et sa vitesse.

- Le système peut fonctionner avec tout type de ventilation (VMC, ventilation naturelle…etc.), il est impératif toutefois que le dispositif puits provençal ne soit pas le seul moyen d'insuffler de l'air dans la maison. Il faudra donc prévoir des grilles d'aération dans les menuiseries des pièces de vie pour le renouvellement de l'air en intersaison.

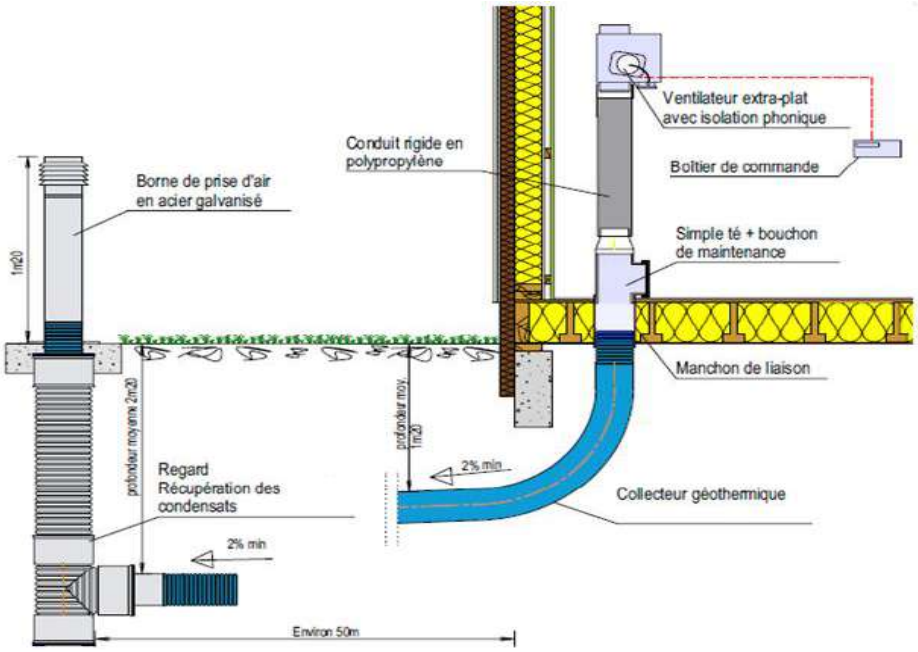


Figure I.9- Schéma de principe d'un puits provençal

V.2.2. Le puits canadien

Le puits canadien est un système d'insufflation complet qui permet d'assurer le renouvellement de l'air en continu en diminuant les déperditions en hiver et rafraîchissant la maison en été.

- Le système se compose des conduits extérieurs enterrés et d'un ventilateur pour l'insufflation de l'air dans la maison. Le ventilateur est commandé par un régulateur qui pilote son fonctionnement et sa vitesse. Un by-pass automatique choisit entre l'air extérieur et l'air du puits en fonction de la température extérieure.

Le système peut comprendre en option un caisson filtre pour améliorer la qualité de l'air entrant ; le ventilateur peut être un caisson insonorisé s'il est mis en place à proximité d'une pièce de vie.

- Le système fonctionne sur le principe du balayage, il faut donc le faire fonctionner avec une VMC dans les pièces d'eau, ou une extraction statique.

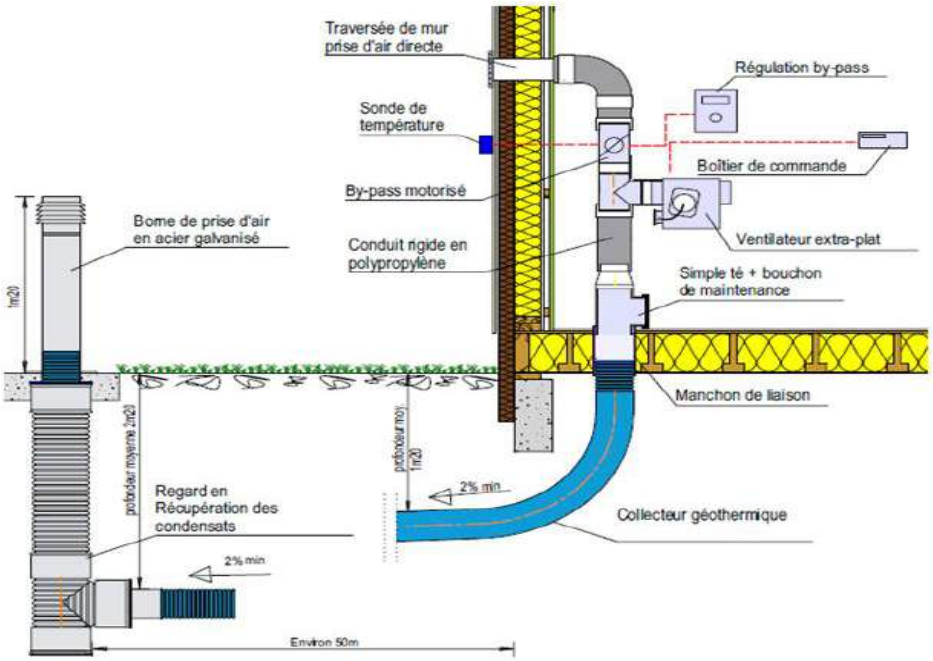


Figure I.10- Schéma de principe d'un puits canadien

V.3. Le puits à eau, et le puits sur VMC double flux

Le puits à eau est une alternative au puits à air adaptée dans certains cas. Il fonctionne sur le même principe. Coupler un puits géothermique à une VMC double flux augmente la température de l'air insufflé en hiver [3].

V.3.1. Le puits à eau glycolée + ventilateur

Ce système complet fonctionne sur le même principe que le puits canadien, sauf que le collecteur ne fait pas circuler l'air extérieur dans le sol mais de l'eau glycolée. Le circuit peut être réalisé autour de la maison, dans la tranchée des fondations.

- Le système est utilisable partout, et devra être privilégié dans toutes les configurations où le puits à air est difficilement réalisable. Couplé à une VMC hygroréglable, le rendement global du système permet une économie d'environ 50% sur les pertes dues à la ventilation.

Adapté pour :

- Rafraîchissement d'une ou plusieurs pièces,
- Préchauffage et mise hors gel de locaux,
- Ventilation en continu de la maison toute l'année,
- Problèmes d'eau sur le terrain (remontée de nappe) ou de dureté de sol (difficulté de terrassement).

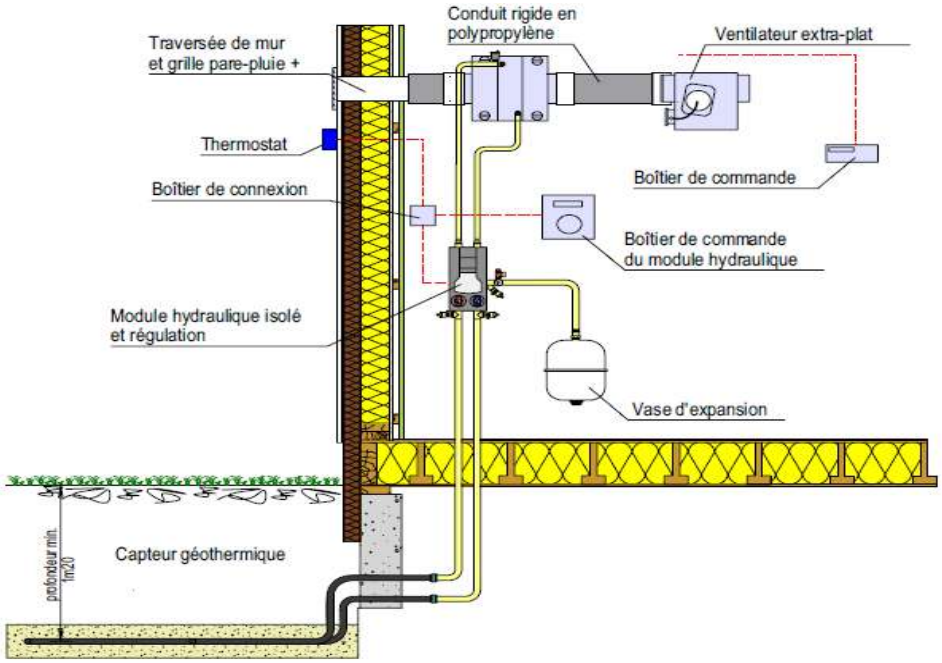


Figure I.11- Schéma de principe d'un puits à eau glycolée + ventilateur

V.3.2. Le puits sur VMC double flux haut rendement

Ce système complet fonctionne sur un principe différent du puits canadien : le puits fait office de protection antigel de la VMC double flux et rafraîchissement estival.

Les kits ne comprennent pas de by-pass du puits canadien qui n'est pas utile dans ce cas spécifique. La VMC double flux est l'élément essentiel du système et diffuse toute l'année l'air neuf dans les pièces de vie, ainsi que l'extraction dans les pièces de service.

Le fonctionnement estival est simplifié puisque le by-pass de l'échangeur de chaleur de la VMC est automatique. La variation des débits peut être pilotée par des sondes hygrométriques ou CO2, ou par une horloge de programmation. Les moteurs sont à faible consommation d'énergie (EC) par défaut. C'est le système de ventilation recommandé dans les projets de maisons basse consommation.

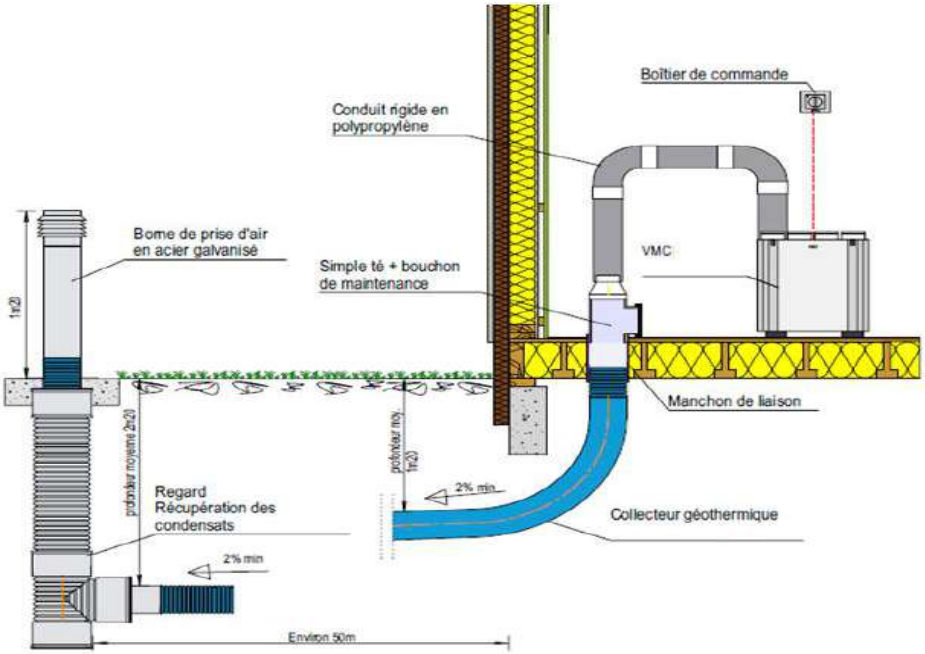


Figure I.12- Schéma de principe d'un puits sur VMC double flux haut rendement

V.4. Les avantages et les inconvénients

V.4.1. Les avantages

Les avantages des puits canadiens sont évidents :

- Ils sont tout d'abord économiques et écologiques : il faut moin d'énergie pour réchauffer un air à 12°C qu'un air à 0°C,
- Ils sont complémentaires aux systèmes de ventilation avec récupération d'énergie,
- Ils sont plus performants dans les régions à climat marqué (hivers froids et étés chauds),
- Le coefficient de performance peut atteindre 10 à 20 (contre 2 à 4 pour des climatisations classiques). On obtient un gain d'environ 40W/m²,
- Après l'installation, l'entretien est faible mais doit être régulier (nettoyage du filtre d'arrivée d'air, et nettoyage des tuyaux). Il n'y a pour l'instant aucune norme concernant l'hygiène des réseaux de ventilation, mais la recommandation de la plupart des fabricants est d'une inspection et un nettoyage éventuel tous les 6 mois.

V.4.2. Les inconvénients

- on doit avoir un jardin, et celui-ci doit avoir une surface suffisante : le collecteur occupera de 1,5 à 2 fois la surface de la maison et cette surface devra être et rester sans arbres et perméable (pas de terrasse),

- Il faut s'assurer de l'étanchéité de la maison : toutes les entrées d'air autres que le puits canadien fera perdre de l'énergie,

- Le traitement par filtration de l'air aspiré doit être prévu (pour éviter pollens, champignons, radon),

- Il est difficile de nettoyer les tubes entrées si cela n'a pas été prévu dés l'origine. Les grilles anti rongeurs doivent être vérifiées très souvent, sinon, des petits animaux peuvent s'introduire dans les tubes et y mourir, alors que ces tubes ventilent l'air dans le logement [1].

V.5. La condensation

Dans certain cas, l'air est très humide (par exemple avant un orage ou une pluie). L'eau contenue dans l'air a alors tendance à se condenser sur les parois du tube. On a remarqué que le système de puits canadien (provençal) est peu efficace dans les régions chaudes et humides, car l'humidité réduit ses performances. De plus, c'est une source non négligeable de nuisances, des bactéries pouvant se développer dans cette eau tiède.

Il faut donc prévoir un système pour évacuer cette eau. Le plus simple est l'utilisation des tuyaux à l'intérieur parfaitement lisse, et à la poser en pente légère (environ 2% de préférence dans le sens du flux d'air c'est-à dire vers la maison ou vers un puits d'évacuation des condensats).

Cette pente permettra de nettoyer à grande eau à haute pression les tuyaux de temps en temps.

V.5.1. Les risques d'inondation

Si le terrain est situé en zone inondable, il faut bien arrimer les tuyaux afin d'éviter qu'ils ne se déforment ou bougent lors d'une inondation. Leur étanchéité est indispensable.

V.6. La récupération de l'air

V.6.1. Les pollutions extérieures

Le puits canadien, en apportant de l'air frais venu de l'extérieur contribue à assainir l'atmosphère de la maison (évacuation du gaz carbonique et des pollutions gazeuses diverses).

Pour éviter qu'il n'agisse en sens contraire et qu'il ne la pollue, certaines précautions sont à prendre. La principale est la borne de prise d'air. L'endroit où prendre l'air n'est pas anodin. Evité la proximité d'une route ou d'un parking (pollution dues à la circulation), celle de certaines plantes dangereuses pour les personnes allergiques (pollens végétaux) ainsi que celle des champs cultivés (pesticides, insecticides….).

Il ne faut pas prendre l'aire trop prés d'une hotte de cuisine, d'un rejet d'air vicié.



Figure I.13- Borne de captage de l'air

V.6.2. La protection contre les pollutions

V.6.2.1. Les filtres

Afin d'éviter l'entrée de petits animaux (rongeurs, reptiles, insectes) ou certaines sources de maladies ou d'allergies (pollen), il faut pouvoir filtrer l'entrée d'air.

Les protections qui sont installées doivent avoir des mailles filtres avec de surface d'échange plus performante.

Ces filtres doivent pouvoir être vérifiés chaque mois et lavés ou changés dés que nécessaire [1].

Le filtre sera surplombé d'un chapeau de protection pour empêcher l'entrée d'eau de pluie.

Ils doivent se composer comme suit :

- Une grille mailles fines anti rongeurs.
- Un pré filtration de maillage G2 à G4 pour éviter l'aspiration de poussières, de feuilles mortes, de toutes les matières pouvant fermenter et se décomposer.
- Des filtres de type « à chaussettes » (genre filtre lavable ou non).

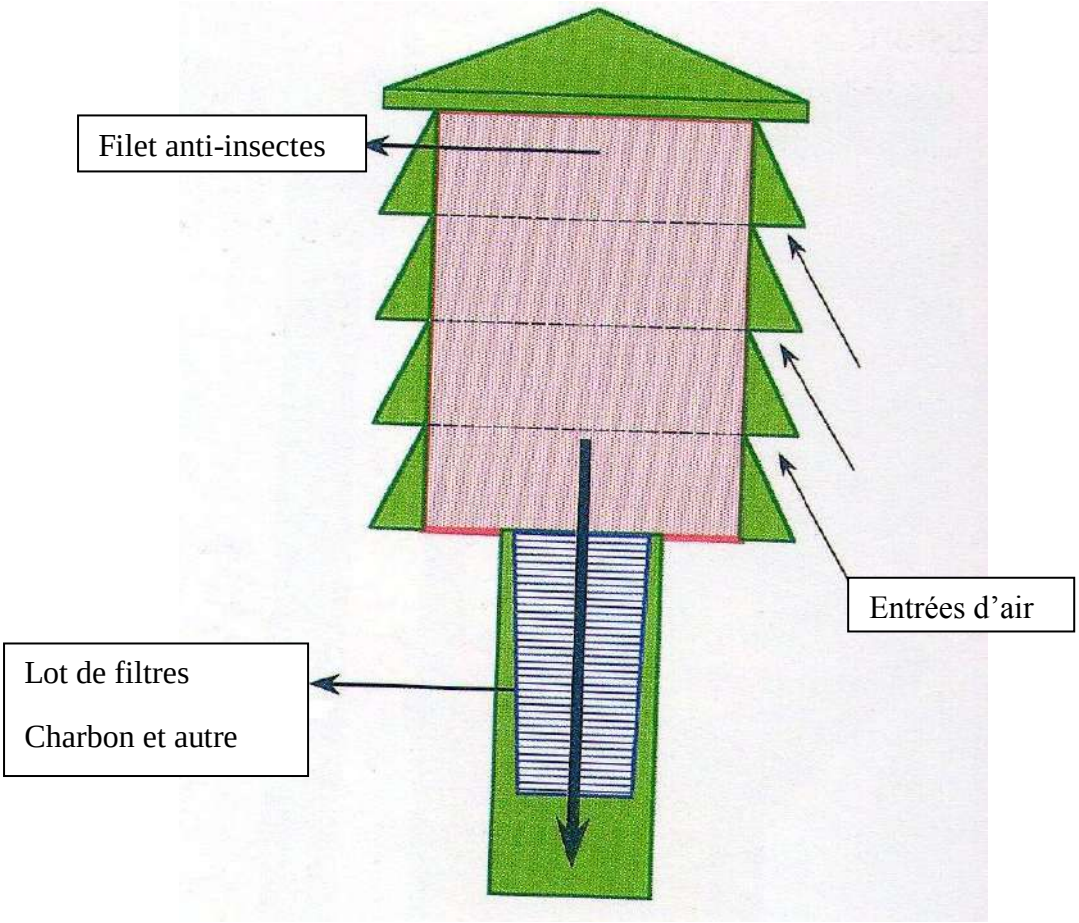


Figure I.14- Borne extérieur d'arrivée d'air pour le puits canadien « coupe »

V.6.2.2. Le regard de visite

Afin de pouvoir nettoyer régulièrement l'installation, il est fortement conseillé d'avoir un regard ayant un couvercle étanche à l'air et à l'eau, une structure intérieur lisse, et ou l'on puisse glisser une pompe.

On peut aussi nettoyer de temps en temps les tuyaux en faisant couler de l'eau qui contient un peut de désinfectant, puis rincer l'eau claire. Ou bien, on peut utiliser un nettoyeur haute pression.

L'eau de condensat ainsi que celle qui a servi au rinçage de l'installation doit pouvoir être évacuée grâce à la pompe [1].



Figure I.15- Le regard de visite

CHAPITRE II

« Bases des calculs »

I. INTRODUCTION

Dans ce chapitre nous allons commencer par la détermination des différents paramètres liées au conditionnement d'air pour qu'on puisse calculer le bilan thermique afin de ne pas surdimensionné les équipements de l'installation.

II. PARAMETRES GEOGRAPHIQUES

La maison est située dans la ville de Médéa à une altitude de 900 m, latitude ∅=36,27Nord et longitude 2,77Est dans la zone climatique B [4].

III. PARAMETRES CLIMATIQUES

III.1 Conditions de base extérieure

Selon les données fournis par le centre météorologie de Médéa nous constatons que :

- La plus faible température moyenne (période froide) est **$T_{min(moyen)}$ = 6.64 °C**.
- La plus forte température moyenne (période chaude) est **$T_{max(moyen)}$ = 26.94 °C**.
- La valeur la plus élevée d'humidité est **φ = 81.6%** [4]**.**

III.2 Conditions recommandées à l'intérieur

Tableau II.1- Conditions recommandées à l'intérieur

Locaux	Périodes	Température [°c]	Humidité [%]	Enthalpie [kcal/kg_{as}]	Volume spécifique [M^3/kg_{as}]
Chambres	été	24	50	47.5	0.853
	Hiver	20	50	38.09	0.838
Cuisines	été	24	50	47.5	0.853
	Hiver	16	50	30	0.824
Salons	été	24	50	47.5	0.853
	Hiver	20	50	38.09	0.838
Halls	été	26	50	51.9	0.862
	Hiver	18	50	34.28	0.832
SDB	été	26	50	51.9	0.862
	Hiver	22	50	42.85	0.847

Remarque :

Les plans des étages de la villa se trouveront dons les annexes.

IV. PARAMETRES GEOMETRIQUES

- **Rez-de-chaussée**

Tableau II.2 – Paramètres géométriques au Rez-de-chaussée

Désignation	Locaux	S_L [m^2]	V_L [m^3]	S_M [m^2]				S_V [m^2]				S_P [m^2]	S_{env} [m^2]
				S	N	O	E	S	N	O	E		
R-ch1	Chambre 1	16.78	51.51	13.04	13.04	10.44	10.22	-	-	1.68	-	1.9	83.88
R-ch2	Chambre 2	14.02	43.04	10.89	10.89	10.22	10.44	-	-	-	1.68	1.9	74.06
R-ch3	Chambre 3	13.66	41.93	10.89	9.21	9.91	11.81	-	1.68	-	-	1.9	72.72
R-S	Salon	24.23	74.38	13.04	16.30	11.06	10.74	-	3.16	1.68	-	2	106.44
R-Sdb	SDB	4.93	15.15	7.21	7.21	6.19	4.54	-	-	0.25	-	1.9	37.16

S_L : surface du local, V_L : volume du local, S_M : surface des murs, S_V : surface des vitres

S_P : surface des portes, S_{env} : surface d'enveloppe.

- **1er étage**

Tableau II.3- Paramètres géométriques au 1er étage

Désignation	Locaux	S_L [m^2]	V_L [m^3]	S_M [m^2]				S_V [m^2]				S_P [m^2]	S_{env} [m^2]
				S	N	O	E	S	N	O	E		
E1-ch1	Chambre 1	19.39	59.52	15.29	17.19	9.66	11.66	-	-	2	-	1.9	96.48
E1-ch2	Chambre 2	13.66	41.93	10.89	9.21	9.91	10.13	-	1.68	-	1.68	1.9	72.72
E1-S	Salon	24.23	74.38	13.04	16.30	10.74	10.74	-	3.16	2	-	2	106.44
E1-Sdb1	SDB1	2.9	8.90	6.14	6.14	2.55	4.45	-	-	-	-	1.9	26.98
E1-Sdb2	SDB2	3.12	9.57	7.36	5.46	3.99	3.99	-	-	-	-	1.9	28.94

S_L : surface du local, V_L : volume du local, S_M : surface des murs, S_V : surface des vitres

S_P : surface des portes, S_{env} : surface d'enveloppe.

- **2ième étage**

Tableau II.4- Paramètres géométriques 2ième étage

Désignation	Locaux	S_L [m^2]	V_L [m^3]	S_M [m^2]				S_V [m^2]				S_P [m^2]	S_{env} [m^2]
				S	N	O	E	S	N	O	E		
E2-ch1	Chambre 1	16.57	50.86	13.04	11.04	9.92	10.07	-	2	2	-	1.9	83.11
E2-ch2	Chambre 2	15.82	48.56	12.95	10.95	9.61	9.51	-	2	-	2	1.9	80.56
E2-Sdb	SDB	2.8	8.59	6.14	6.14	2.39	4.29	-	-	-	-	1.9	26.46

S_L: surface du local, V_L: volume du local, S_M: surface des murs, S_V: surface des vitres

S_P: surface des portes, S_{env}: surface d'enveloppe.

V. PARAMETRES THERMIQUE

V.1. Définition de la chaleur

La chaleur est en fait un phénomène physique c'est l'échange d'énergie non accompagné de mouvement d'ensemble.

Par exemple, soit 2 corps à des températures différentes, en contact thermique. Au bout d'un certain temps ils se mettent à l'équilibre thermique, c'est à dire à la même température. Il y a eu transfert d'énergie d'un corps à un autre, sans mouvement d'ensemble. L'énergie interne du corps le plus chaud (par exemple 1) a diminuée au profit de l'énergie interne du corps le plus froid (2).

Ce transfert de chaleur entre plusieurs corps s'effectue par trois modes de transmission (conduction, convection et le rayonnement)

V.2. Conduction

Le mécanisme de conduction est produit par une différence de température au sein d'un même corps. Ce mode de transfert découle du mouvement des électrons libres ou d'une transmission vibratoire atomique, ce qui explique pourquoi les bons conducteurs de chaleur sont également de bons conducteurs électriques [5].

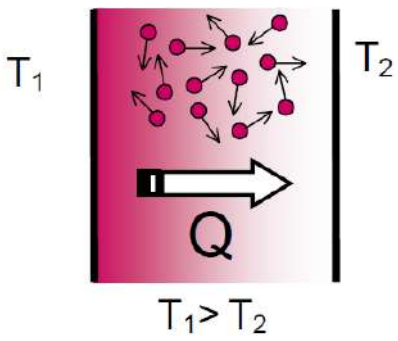


Figure II.1 - Phénomène de la conduction

La relation de flux de chaleur par conduction est :

$$Q_c = (\lambda/\delta).S.(t_i - t_e)$$----------(II-1)

λ :coefficient de conductivité thermique [w/m.°c]

δ :épaisseur de la paroi [m]

S: surface d'échange [m^2]

($t_i - t_e$):écart de température entre les faces [°c]

V.3. Convection

La convection thermique est le mode de transmission qui implique le déplacement d'un fluide, liquide ou gazeux. Dans un fluide, il pratiquement impossible d'assister à de la conduction pure car le moindre gradiant de température entraine des courants de convection, c'est-à-dire un transport de masse. On distingue deux type de convection, la convection naturelle (ou encore convection libre) et la convection forcée (ventilation) [5].

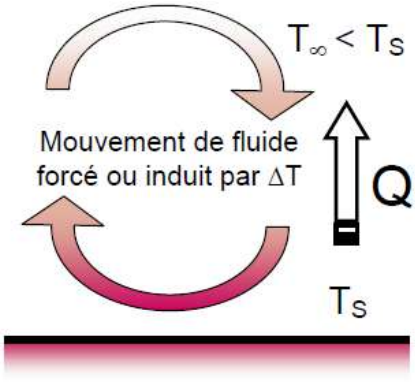


Figure II.2 - Phénomène de la convection

$$Q_v = h.S.(t_p - t_e)$$----------(II-2)

h: coefficient de convection [$w/m^2.°c$]

S : surface de contact [m^2]

($t_p - t_e$) : écart de température entre la surface et l'ambiance [°c]

V.4. Rayonnement

Le transfert d'énergie par rayonnement, contrairement aux deux précédents, ne nécessite pas de milieu matériel. Le transport se fait par des ondes électromagnétiques. Le corps chaud émet des photons, donc une onde qui est absorbée par le corps froid et transformé en chaleur [5].

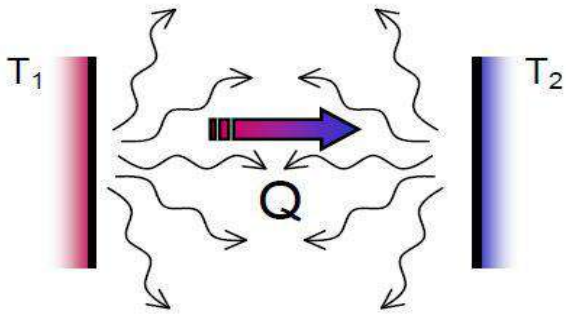


Figure II.3 - Phénomène du rayonnement

Un exemple typique de ce mode de transfert est le chauffage de la Terre par la lumière solaire.

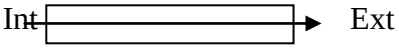
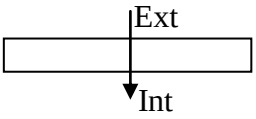
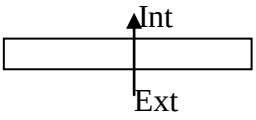
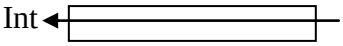
$$Q_v = \sigma.S.(t_1^4 - t_2^4)$$----------(II-3)

σ : coefficient de rayonnement [$w/m^2.°c^4$].
s : surface d'échange de chaleur [m^2].
($t_1^4 - t_2^4$): écart de température entre deux surfaces [$°c^4$].

V.5. Coefficient de transfert superficiel

Pour déterminer les coefficients α_i et α_e nous devons tenir compte de la nature, de la position de la paroi et de la direction du flux de chaleur.

Tableau II.5- Coefficient de transfert superficiel [6]

Position de la paroi et sens du flux de chaleur		α_i[kcal/h.m^2.°c]	α_e[kcal/h.m^2.°c]
Paroi verticale		7	20
Paroi horizontale		5	20
Paroi horizontale		7	20
Paroi verticale		7	7

V.6. Coefficient global de transfert de chaleur

Le coefficient global de transfert de chaleur de plusieurs couches d'une paroi est donné par la formule :

$$k = 1/\left(1/\alpha_i + \sum e_i/\lambda_i + 1/\alpha_e\right) = 1/R_{th} \quad \text{----------(II-4)}$$

K: coefficient global de transfert de chaleur [w/m^2.°c]

R_{th}: résistance thermique de la paroi [m^2.°c/w]

α_i, α_e: coefficients d'échange superficielle intérieur et extérieur [w/m^2.°c]

e_i: épaisseur de la I^{ième} couche [m]

λ_i: conductivité thermique de la I^{ième} couche [w/m.°c] (TAB. N°1)

V.6.1. Parois opaques

- **Parois extérieurs (35 cm)**

Tableau II.6- Caractéristiques de construction des murs extérieurs 35cm

N°	Désignation	e	λ	Rth
		m	Kcal/h.m.°c	h.m^2.°c/kcal
-	Air intérieur	-	-	0.142
1	Enduit en plâtre	0.01	0.3	0.033
2	Enduit en ciment	0.02	0.99	0.02
3	Brique creuse	0.10	0.4	0.25
4	Lame d'air	0.05	-	0.08
5	Brique creuse	0.15	0.4	0.375
6	Enduit en ciment	0.02	0.99	0.02
-	Air extérieur	-	-	0.05
∑R	-	-	-	1.27
K[kcal/h.m^2.°c]	-	-	-	0.787

- **Parois intérieur (14 cm)**

Tableau II.7- Caractéristiques de construction des murs intérieurs 14cm

N°	Désignation	e	λ	R
		m	Kcal/h.m.°c	h.m².°c/kcal
-	Air intérieur	-	-	0.142
1	Enduit en plâtre	0.01	0.3	0.033
2	Enduit en ciment	0.01	0.99	0.01
3	Brique creuse	0.10	0.4	0.25
4	Enduit en ciment	0.01	0.99	0.01
5	Enduit en plâtre	0.01	0.3	0.033
-	Air intérieur	-	-	0.142
∑R	-	-	-	0.62
K[kcal/h.m².°c]	-	-	-	1.61

- **Dalle entre les étages 25cm**

Tableau II.8- Caractéristiques de construction dalle entre les étages 25cm

N°	Désignation	e	λ	R
		m	Kcal/h.m.°c	h.m².°c/kcal
-	Air intérieur	-	-	0.142
1	Carrelage	0.02	0.9	0.022
2	Mortier en ciment	0.02	0.99	0.020
3	Béton	0.04	1.5	0.026
4	Hourdis	0.16	1.06	0.15
5	Enduit en ciment	0.01	0.99	0.010
6	Lame d'aire	0.50	2.4	0.21
7	Faux plafond	0.013	-	1.27
-	Air intérieur	-	-	0.142
∑R	-	-	-	1.992
K[kcal/h.m².°C]	-	-	-	0.502

- **Dalle de terrasse 25cm**

Tableau II.9- Caractéristiques de construction de terrasse (toiture) 25cm

N°	Désignation	e	λ	R
		m	Kcal/h.m.°C	h.m².°C/kcal
-	Air extérieur	-	-	0.05
1	Carrelage	0.02	0.9	0.022
2	Mortier en ciment	0.02	0.99	0.020
3	Béton	0.04	1.5	0.026
4	Hourdis	0.16	1.06	0.15
5	Enduit en ciment	0.01	0.99	0.010
6	Lame d'aire	0.50	2.4	0.21
7	Faux plafond	0.013	-	1.27
-	Air intérieur	-	-	0.142
∑R	-	-	-	1.9
K[kcal/h.m².°C]	-	-	-	0.526

- **Dalle de toiture 21cm**

Tableau II.10- Caractéristiques de construction de dalle de toiture 21cm

N°	Désignation	e	λ	R
		m	Kcal/h.m.°C	h.m².°C/kcal
-	Air intérieur	-	-	0.142
1	Béton	0.04	1.5	0.026
2	Hourdis	0.16	1.06	0.15
3	Mortier en ciment	0.010	0.99	0.010
5	Lame d'aire	0.5	2.4	0.21
6	Faux plafond	0.013	-	1.27
-	Air intérieur	-	-	0.142
∑R	-	-	-	1.95
K[kcal/h.m².°C]	-	-	-	0.512

- **Plancher sur sol**

Tableau II.11- Caractéristiques de construction de plancher sur sol

N°	Désignation	e	λ	R
		m	Kcal/h.m.°C	h.m².°C/kcal
-	Air intérieur	-	-	0.142
1	carrelage	0.02	1.2	0.026
2	Mortier en ciment	0.015	0.99	0.015
3	Béton	0.04	1.5	0.026
4	Pierre naturelle poreuse	0.1	0.47	0.21
5	sol	0.5	1.8	0.27
∑R	-	-	-	0.689
K[kcal/h.m².°C]	-	-	-	1.451

V.6.2. les vitres

Simple vitrage avec : k= 4.9 kcal/h.m².°C.

V.6.3. Les portes

Pour les chambres les portes sont en bois simple avec :

λ = 1.12 kcal/h.m.°C, e = 0.03 m donc k=3.76 kcal/h.m².°C

V.7. Les occupants

Tableau II.12- Les occupants et leurs durée d'occupation

Local	Nombre d'occupant	Durée d'occupation
Chambres	2 à 4	8h
Salon	4 à 8	4h

V.8. L'éclairage

Tableau II.13- Les puissances et les durées d'éclairage

Local	Puissance [w/m²]	Durée d'éclairage
Chambres	16	5h
Salon	16	5h

V.9. Les machine

Tableau II.14- Les puissances des machines

Local	Appareil	Puissance [w]
R-ch1	Télé	100
R-S	Télé	100
E1-ch1	Micro ordinateur	90
E1-S	Télé	100
E2-ch1	Télé	100

VI. ETUDE DE LA CONDENSATION

Nous définirons d'abord le phénomène et ses critères techniques de base, puis nous distinguerons les différentes manières dont les condensations sont susceptibles d'affecter les murs d'un logement [6].

VI.1. Définition

Phénomène physique de changement d'état de la matière qui passe d'un état vapeur (gaz) à un état condensé (liquide). On peut expérimenter ce changement d'état lors d'une douche où, au contact du miroir froid, l'humidité de l'air se transforme en gouttelettes.

VI.2. Condensation de surface

Lorsque l'air est en contact avec une surface froide dont la température est égale ou inférieure à la température de rosée, il apparaît de la condensation dite de surface.

Cette condensation de surface lorsqu'elle est localisée en un endroit précis dénonce la présence d'un pont thermique.

Dans les bâtiments, la condensation de surface apparaît d'abord sur les vitres, les châssis métalliques sans coupure thermique, les conduites d'eau froide, et sur les parties froides de l'enveloppe.

VI.3. Condensations dans la masse La vapeur d'eau est susceptible de migrer à travers la paroi, et ce, depuis le milieu intérieur vers le milieu extérieur. D'une part, les matériaux de maçonnerie (béton, terre cuite) présentent une certaine porosité, d'autre part, la vapeur d'eau, comme tout gaz, possède une pression dans le milieu qui la contient, et, dans la situation qui est la nôtre, la pression est plus forte du côté intérieur.

VI.4. Vérifications de condensation superficielle

Pour éviter ce type de condensation, la température superficielle interne «t_{Si} » de la paroi doit rester supérieure à la température de rosé de l'air intérieur «t_R ».

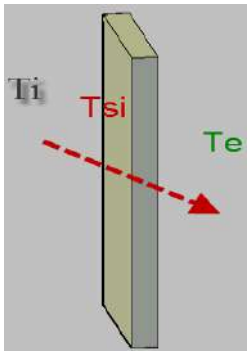
La densité de flux thermique étant constante, l'échange entre une ambiance intérieure et la surface de paroi extérieure est donnée par la relation suivante :

$q = \alpha_i . (t_i - t_{si}) = K . (t_i - t_e)$---------- (II-5)

Donc :

$t_{si} = t_i - (1/\alpha_i) . (t_i - t_e).K$---------- (II-6)

Dans la formule ci-dessus on remarque que :



Si K ↘ ⟶ t_{si} ↗ et le risque de condensation diminue.

α_i : Coefficient de transfert de chaleur superficielle intérieur [kcal / h.m².°C].

K : Coefficient global de transfert de chaleur [Kcal / h.m².°C].

t_i : température intérieure [°C].

t_e : température de la face extérieur de la paroi [°C].

q : La densité du flux thermique en [kcal/h.m²]

La température de rosé « t_R »est déterminée graphiquement d'après le diagramme H-X pour les conditions intérieures de calcul $\varphi_{i, Ti}$.

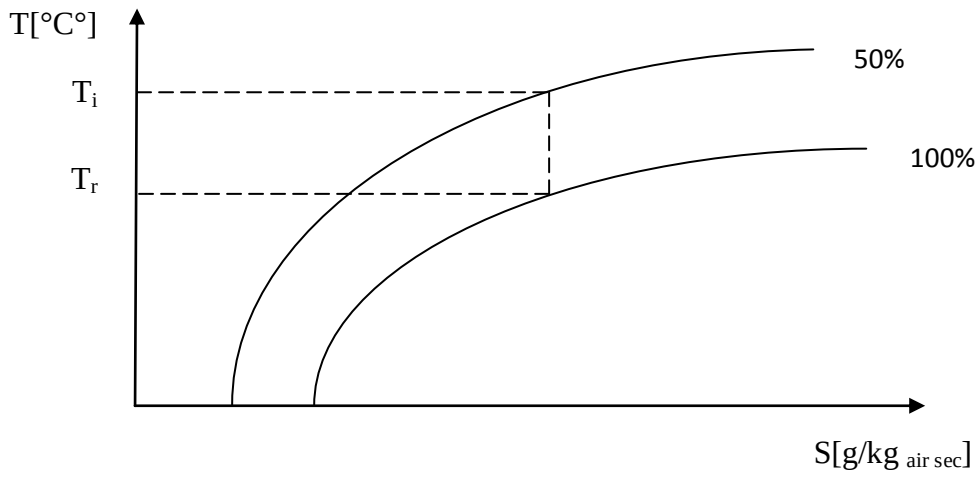


Figure II.4 - L'obtention de la température de rosé a partir du diagramme H-X

❖ **Application au projet**

Pour ne pas avoir un risque de condensation superficielle il faut que : $\mathbf{ts_i > tr}$

➢ **Mur extérieure de 35 cm (chambre, salon/extérieur)**

de $t_i = 20$ °C et $t_e = 6.64$ °C

$t_i = 20$ °C
$\varphi_i = 50$ % → H-X → $t_r = 9.1$ °C

On a: K = 0,787 Kcal / h.m².°C, R = 1,27 h.m².°C/ Kcal, $\alpha_i = 7$ Kcal / h.m².°C.

→ $ts_i = 20 - (0{,}787 / 7) * (20 - 6.64)$ → $ts_i = 18.49$ °C.

$\mathbf{ts_i > t_R}$ ce qui signifie qu'il n'y a pas de condensation superficielle.

➢ **Mur extérieure de 35 cm (SDB/extérieur)**

De $t_i = 22$ °C et $t_e = 6.64$ °C

$t_i = 22$ °C
$\varphi_i = 50$ % → H-X → $t_r = 11$ °C

On a: K = 0,787 Kcal / h.m².°C, R = 1,27 h.m².°C/ Kcal, $\alpha_i = 7$ Kcal / h.m².°C.

→ $ts_i = 22 - (0{,}787 / 7) * (22 - 6.64)$ → $ts_i = 20.27$ °C.

$\mathbf{ts_i > t_R}$ ce qui signifie qu'il n'y a pas de condensation superficielle.

➢ **Mur extérieure de 35 cm (cuisine/extérieur)**

De $t_i = 16$ °C et $t_e = 6.64$ °C

$t_i = 16$ °C
$\varphi_i = 50$ % → H-X → $t_r = 5$ °C

On a: K = 0,787 Kcal / h.m².°C, R = 1,27 h.m².°C/ Kcal, $\alpha_i = 7$ Kcal / h.m².°C.

→ $ts_i = 16 - (0{,}787 / 7) * (16 - 6.64)$ → $ts_i = 14.94$ °C.

$\mathbf{ts_i > t_R}$ ce qui signifie qu'il n'y a pas de condensation superficielle.

- **Plancher sur sol**

De t_i = 16 °C et t_e = 6.64 °C

t_i = 16 °C
φ_i = 50 %
→ H-X → t_r = 5 °C

On a : K = 1.451 Kcal / h.m².°C, R = 0.689 h.m².°C/ Kcal, α_i = 7 Kcal / h.m².°C.

→ ts_i = 16 – (1.451 / 7) * (16 – 6.64) → ts_i = 14.04 °C.

ts_i > t_R ce qui signifie qu'il n'y a pas de condensation superficielle.

- **Dalle de Terrasse 58.8cm**

De t_i = 20 °C et t_e = 6.64 °C

t_i = 20 °C
φ_i = 50 %
→ H-X → t_r = 9.1 °C

On a : K = 0.526 Kcal / h.m².°C, R = 1.9 h.m².°C/ Kcal, α_i = 7 Kcal / h.m².°C.

→ ts_i = 20 – (0.526 / 7) * (20 – 6.64) → ts_i = 18.99 °C.

ts_i > t_R ce qui signifie qu'il n'y a pas de condensation superficielle.

- **Toiture**

De t_i = 20 °C et t_e = 6.64 °C

t_i = 20 °C
φ_i = 50 %
→ H-X → t_r = 9.1 °C

On a : K = 0.512 Kcal / h.m².°C, R = 1.95 h.m².°C/ Kcal, α_i = 7 Kcal / h.m².°C.

→ ts_i = 20 – (0.512 / 7) * (20 – 6.64) → ts_i = 19.02 °C.

ts_i > t_R ce qui signifie qu'il n'y a pas de condensation superficielle.

VI.5. Vérifications de condensation dans la masse

Pour vérifier l'existence de la condensation dans la masse, il faut passer par les étapes suivantes :

- calcul des températures des interfaces du mur.
- détermination des pressions de saturation de chaque couche.
- détermination des pressions partielles de chaque couche.
- Utilisation du diagramme de **GLASER**

Remarque

Le diagramme de GLASER nous permet de déterminer la présence où non de la condensation dans la masse, car il faut que la pression partielle reste inférieure à celle de saturation.

❖ **Application au projet**

➢ **Mur extérieure de 35 cm (chambre, salon/extérieur)**

De $t_i = 20$ °C et $t_e = 6.64$ °C

1- Calcul de température des couches

$ts_n = t_i - K.\ R_n.\ (t_i - t_e)$

Ou bien : $ts_n = t_e + K.\ R_n.\ (t_i - t_e)$---------- (II-7)

Avec :

$R_n = (1/\alpha_e) + \sum (e_i / \lambda_i)$ et K = 0,787 Kcal / h.m².°C, $\alpha_e = 20$ Kcal / h.m².°C, $t_e = 6.64$ °C

D'où :

$ts_e = t_e + (1/\alpha_e).K.(t_i - t_e) = 7.16$ °C

$ts_1 = t_e + ((1/\alpha_e) + (e_1 /\lambda_1)).K.(t_i - t_e) = 7.37$ °C

$ts_2 = t_e + ((1/\alpha_e) + (e_1 /\lambda_1) + (e_2 /\lambda_2)).K.(t_i - t_e) = 11.31$ °C

$ts_3 = t_e + ((1/\alpha_e) + (e_1 /\lambda_1) + (e_2 /\lambda_2) + (e_3 /\lambda_3)).K.(t_i - t_e) = 12.16$ °C

$ts_4 = t_e + ((1/\alpha_e) + (e_1 /\lambda_1) + (e_2 /\lambda_2) + (e_3 /\lambda_3) + (e_4 /\lambda_4)).K.(t_i - t_e) = 14.78$ °C

$ts_5 = t_e + ((1/\alpha_e) + (e_1 /\lambda_1) + (e_2 /\lambda_2) + (e_3 /\lambda_3) + (e_4 /\lambda_4) + (e_5 /\lambda_5)).K.(t_i - t_e) = 15$ °C

$ts_6 = t_e + ((1/\alpha_e) + (e_1 /\lambda_1) + (e_2 /\lambda_2) + (e_3 /\lambda_3) + (e_4 /\lambda_4) + (e_5 /\lambda_5) + (e_6 /\lambda_6)).K.(t_i - t_e) = 18.50$ °C

2- Détermination des pressions de saturation

Tableau II.15- Détermination des pressions de saturation pour le mur extérieur de 35 cm

T [°C]	6.64	7.16	7.37	11.31	12.16	14.78	15	18.5	20
P_s [mmHg]	7.38	7.59	7.7	10.05	10.62	12.60	12.78	15.97	17.52

3-Détermination des pressions partielles

Tableau II.16- Détermination des perméances pour le mur extérieur de 35 cm

Construction	**Epaisseur [m]**	**π [g/m.h.mmHg]**	**e /π [g/h.mmHg]**
Enduit en plâtre	0.01	0.009	1.11
Enduit en ciment	0.02	0.004	5
Brique creuse	0.10	0.0093	10.71
Lame d'air	0.05	0.045	1.11
Brique creuse	0.15	0.014	10.71
Enduit en ciment	0.02	0.004	5
$\sum(e_i/\pi_i)$	-	-	33.64

$$Pv_n = Pv_e + (e_n/\lambda_n).(Pv_i - Pv_e)/\sum(e/\pi) \text{----------(II-8)}$$

$$\varphi = Pv/Ps \Rightarrow Pv = \varphi . Ps \quad \text{---------- (II-9)}$$

$Pv_i = \varphi_i . Ps_i$, $\varphi_i = 50\ \%$ ⟶ $Pv_i = 8.76$ mmHg

$Pv_e = \varphi_e . Ps_e$, $\varphi_e = 81.6\ \%$ ⟶ $Pv_e = 6.02$ mmHg

$(Pv_i - Pv_e) = 8.76 - 6.02 = 2.74$ mmHg

$\sum(e_i/\pi_i) = (e_1/\pi_1) + (e_2/\pi_2) + (e_3/\pi_3) + (e_4/\pi_4) + (e_5/\pi_5)$

D'où :

$Pv_1 = Pv_e + (e_1/\pi_1).\ 0.081 \rightarrow Pv_1 = 6.109$ mmHg

$Pv_2 = Pv_e + (e_1/\pi_1 + e_2/\pi_2).\ 0.081 \rightarrow Pv_2 = 6.514$ mmHg

$Pv_3 = Pv_e + (e_1/\pi_1 + e_2/\pi_2 + e_3/\pi_3).\ 0.081 \rightarrow Pv_3 = 7.382$ mmHg

$Pv_4 = Pv_e + (e_1 / \pi_1 + e_2 / \pi_2 + e_3 / \pi_3 + e_4 / \pi_4).\ 0.081 \rightarrow Pv_4 = 7.472$ mmHg

$Pv_5 = Pv_e + (e_1 / \pi_1 + e_2 / \pi_2 + e_3 / \pi_3 + e_4 / \pi_4 + e_5 / \pi_5).\ 0.081 \rightarrow Pv_5 = 8.339$ mmHg

$Pv_6 = Pv_e + (e_1 / \pi_1 + e_2 / \pi_2 + e_3 / \pi_3 + e_4 / \pi_4 + e_5 / \pi_5 + e_6 / \pi_6).\ 0.081 \rightarrow Pv_5 = 8.744$ mmHg

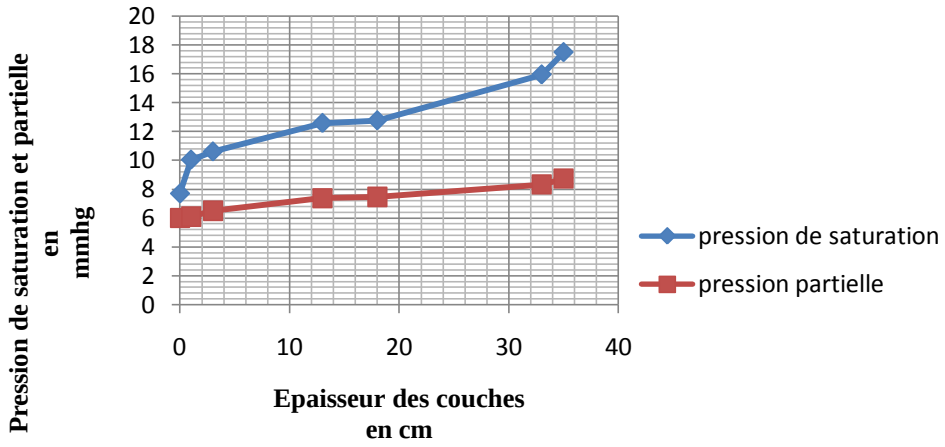


Figure II.5 - Diagramme de GLASER (mur extérieur 35 cm) Ti=20 °C

Remarque

On remarque que la courbe de la pression de saturation est supérieur a celle de pression partielle ce qui signifie l'absence d'une condensation dans la masse.

- **Mur extérieure de 35 cm**

  De $t_i = 22$ °C et $t_e = 6.64$ °C **(SDB/extérieur)**

1- Calcul de température des couches

$ts_n = t_i - K.\ R_n.\ (t_i - t_e)$

Ou bien : $ts_n = t_e + K.\ R_n.\ (t_i - t_e)$

Avec :

$R_n = (1/\alpha_e) + \sum(e_i / \lambda_i)$ et K = 0,787 Kcal / h.m².°C, $\alpha_e = 20$ Kcal / h.m².°C, $t_e = 6.64$ °C

D'où :

$ts_e = t_e + (1/\alpha_e).K.(t_i - t_e) = 7.24$ °C

$ts_1 = t_e + ((1/\alpha_e) + (e_1 / \lambda_1)).K.(t_i - t_e) = 7.48$ °C

$ts_2 = t_e + ((1/\alpha_e) + (e_1 / \lambda_1) + (e_2 / \lambda_2)).K.(t_i - t_e) = 12.01$ °C

$ts_3 = t_e + ((1/\alpha_e) + (e_1/\lambda_1) + (e_2/\lambda_2) + (e_3/\lambda_3)).K.(t_i - t_e) = 12.98$ °C

$ts_4 = t_e + ((1/\alpha_e) + (e_1/\lambda_1) + (e_2/\lambda_2) + (e_3/\lambda_3) + (e_4/\lambda_4)).K.(t_i - t_e) = 16$ °C

$ts_5 = t_e + ((1/\alpha_e) + (e_1/\lambda_1) + (e_2/\lambda_2) + (e_3/\lambda_3) + (e_4/\lambda_4) + (e_5/\lambda_5)).K.(t_i - t_e) = 16.25$ °C

$ts_6 = t_e + ((1/\alpha_e) + (e_1/\lambda_1) + (e_2/\lambda_2) + (e_3/\lambda_3) + (e_4/\lambda_4) + (e_5/\lambda_5) + (e_6/\lambda_6)).K.(t_i - t_e) = 20.27$ °C

2-Détermination des pressions de saturation

Tableau II.17- Détermination des pressions de saturation pour le mur extérieur de 35 cm

T [°C]	6.64	7.24	7.48	12.01	12.98	16	16.25	20.27	22
P_s [mmHg]	7.38	7.63	7.76	10.52	11.21	13.62	13.85	17.83	19.82

3- Détermination des pressions partielles

Tableau II.18- Détermination des perméances pour le mur extérieur de 35 cm

Construction	**Epaisseur [m]**	**π [g/m.h.mmHg]**	**e /π [g/h.mmHg]**
Enduit en plâtre	0.01	0.009	1.11
Enduit en ciment	0.02	0.004	5
Brique creuse	0.10	0.0093	10.71
Lame d'air	0.05	0.045	1.11
Brique creuse	0.15	0.014	10.71
Enduit en ciment	0.02	0.004	5
$\sum(e_i/\pi_i)$	-	-	33.64

$Pv_n = Pv_e + (e_n/\lambda_n).(Pv_i - Pv_e)/\sum(e/\pi)$

$\varphi = Pv/Ps \Rightarrow Pv = \varphi . Ps$

$Pv_i = \varphi_i . Ps_i$, $\varphi_i = 50\ \%$

$Pv_e = \varphi_e . Ps_e$, $\varphi_e = 81.6\ \%$

$\longrightarrow$ $Pv_i = 8.76$ mmHg ; $Pv_e = 6.02$ mmHg

$(Pv_i - Pv_e) = 8.76 - 6.02 = 2.74$ mmHg.

$\sum(e_i/\pi_i) = (e_1/\pi_1) + (e_2/\pi_2) + (e_3/\pi_3) + (e_4/\pi_4) + (e_5/\pi_5)$

$(Pv_i – Pv_e)/\sum(e/\pi) = 0.081$

D'où :

$Pv_1 = Pv_e + (e_1 / \pi_1). 0.081 \rightarrow Pv_1 = 6.109$ mmHg

$Pv_2 = Pv_e + (e_1 / \pi_1 + e_2 / \pi_2). 0.081 \rightarrow Pv_2 = 6.514$ mmHg

$Pv_3 = Pv_e + (e_1 / \pi_1 + e_2 / \pi_2 + e_3 / \pi_3). 0.081 \rightarrow Pv_3 = 7.382$ mmHg

$Pv_4 = Pv_e + (e_1 / \pi_1 + e_2 / \pi_2 + e_3 / \pi_3 + e_4 / \pi_4). 0.081 \rightarrow Pv_4 = 7.472$ mmHg

$Pv_5 = Pv_e + (e_1 / \pi_1 + e_2 / \pi_2 + e_3 / \pi_3 + e_4 / \pi_4 + e_5 / \pi_5). 0.081 \rightarrow Pv_5 = 8.339$ mmHg

$Pv_6 = Pv_e + (e_1 / \pi_1 + e_2 / \pi_2 + e_3 / \pi_3 + e_4 / \pi_4 + e_5 / \pi_5 + e_6 / \pi_6). 0.081 \rightarrow Pv_5 = 8.744$ mmHg

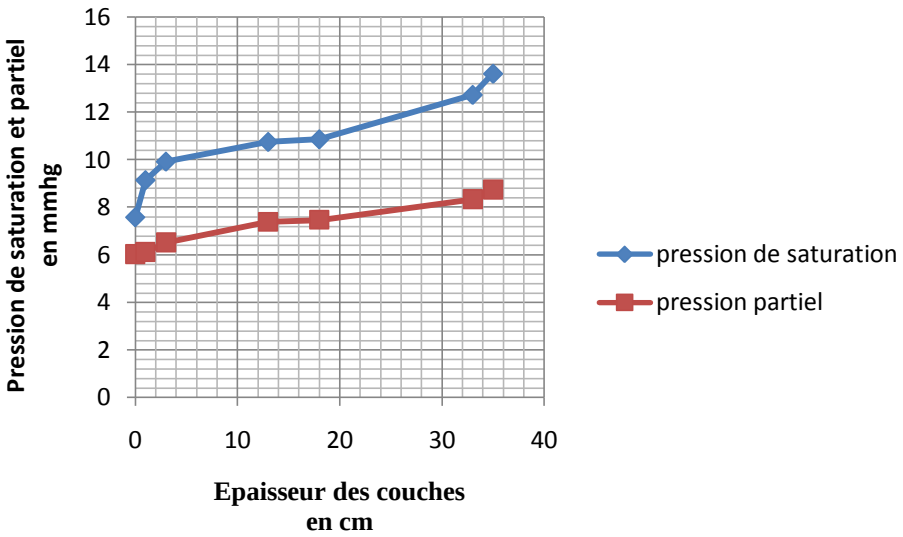


Figure II.6 - Diagramme de GLASER (mur extérieur 35 cm) Ti=22 °C

Remarque

On remarque que la courbe de la pression de saturation est supérieur a celle de pression partielle ce qui signifie l'absence d'une condensation dans la masse.

- **Mur extérieure de 35 cm (cuisine/extérieur)**

  De $t_i = 16$ °C et $t_e = 6.64$ °C

1- Calcul de température des couches

$ts_n = t_i – K. R_n. (t_i – t_e)$

Ou bien : $ts_n = t_e + K. R_n. (t_i – t_e)$

Avec :

$R_n = (1/\alpha_e) + \sum(e_i / \lambda_i)$ et K = 0,787 Kcal / h.m².°C, α_e = 20 Kcal / h.m².°C, t_e = 6.64 °C

D'où :

$ts_e = t_e + (1/\alpha_e).K.(t_i - t_e) = 7$ °C

$ts_1 = t_e + ((1/\alpha_e) + (e_1/\lambda_1)).K.(t_i - t_e) = 7.15$ °C

$ts_2 = t_e + ((1/\alpha_e) + (e_1/\lambda_1) + (e_2/\lambda_2)).K.(t_i - t_e) = 9.91$ °C

$ts_3 = t_e + ((1/\alpha_e) + (e_1/\lambda_1) + (e_2/\lambda_2) + (e_3/\lambda_3)).K.(t_i - t_e) = 10.50$ °C

$ts_4 = t_e + ((1/\alpha_e) + (e_1/\lambda_1) + (e_2/\lambda_2) + (e_3/\lambda_3) + (e_4/\lambda_4)).K.(t_i - t_e) = 12.34$ °C

$ts_5 = t_e + ((1/\alpha_e) + (e_1/\lambda_1) + (e_2/\lambda_2) + (e_3/\lambda_3) + (e_4/\lambda_4) + (e_5/\lambda_5)).K.(t_i - t_e) = 12.49$ °C

$ts_6 = t_e + ((1/\alpha_e) + (e_1/\lambda_1) + (e_2/\lambda_2) + (e_3/\lambda_3) + (e_4/\lambda_4) + (e_5/\lambda_5) + (e_6/\lambda_6)).K.(t_i - t_e) = 14.94$ °C

2- Détermination des pressions de saturation

Tableau II.19- Détermination des pressions de saturation pour le mur extérieur de 35 cm

T [°C]	6.64	7	7.15	9.91	10.50	12.34	12.49	14.94	16
P_s [mmHg]	7.38	7.5	7.58	9.14	9.52	10.75	10.86	12.73	13.62

3- Détermination des pressions partielles

Tableau II.20- Détermination des perméances pour le mur extérieur de 35 cm

Construction	**Epaisseur [m]**	**π [g/m.h.mmHg]**	**e/π [g/h.mmHg]**
Enduit en plâtre	0.01	0.009	1.11
Enduit en ciment	0.02	0.004	5
Brique creuse	0.10	0.0093	10.71
Lame d'air	0.05	0.045	1.11
Brique creuse	0.15	0.014	10.71
Enduit en ciment	0.02	0.004	5
$\sum(e_i/\pi_i)$	-	-	33.64

$$\begin{cases} Pv_n = Pv_e + (e_n/\lambda_n).(Pv_i - Pv_e)/\sum(e/\pi) \\ \varphi = Pv/Ps \Rightarrow Pv = \varphi . Ps \\ \begin{cases} Pv_i = \varphi_i . Ps_i \ , & \varphi_i = 50\ \% \\ Pv_e = \varphi_e . Ps_e \ , & \varphi_e = 81.6\ \% \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} Pv_i = 8.76 \text{ mmHg} \\ Pv_e = 6.02 \text{ mmHg} \end{cases} \end{cases}$$

$(Pv_i - Pv_e) = 8.76 - 6.02 = 2.74$ mmHg.

$\sum(e_i/\pi_i) = (e_1/\pi_1) + (e_2/\pi_2) + (e_3/\pi_3) + (e_4/\pi_4) + (e_5/\pi_5)$

$(Pv_i - Pv_e)/\sum(e/\pi) = 0.081$

D'où :

$Pv_1 = Pv_e + (e_1/\pi_1).\ 0.081 \rightarrow Pv_1 = 6.109$ mmHg

$Pv_2 = Pv_e + (e_1/\pi_1 + e_2/\pi_2).\ 0.081 \rightarrow Pv_2 = 6.514$ mmHg

$Pv_3 = Pv_e + (e_1/\pi_1 + e_2/\pi_2 + e_3/\pi_3).\ 0.081 \rightarrow Pv_3 = 7.382$ mmHg

$Pv_4 = Pv_e + (e_1/\pi_1 + e_2/\pi_2 + e_3/\pi_3 + e_4/\pi_4).\ 0.081 \rightarrow Pv_4 = 7.472$ mmHg

$Pv_5 = Pv_e + (e_1/\pi_1 + e_2/\pi_2 + e_3/\pi_3 + e_4/\pi_4 + e_5/\pi_5).\ 0.081 \rightarrow Pv_5 = 8.339$ mmHg

$Pv_6 = Pv_e + (e_1/\pi_1 + e_2/\pi_2 + e_3/\pi_3 + e_4/\pi_4 + e_5/\pi_5 + e_6/\pi_6).\ 0.081 \rightarrow Pv_5 = 8.744$ mmHg

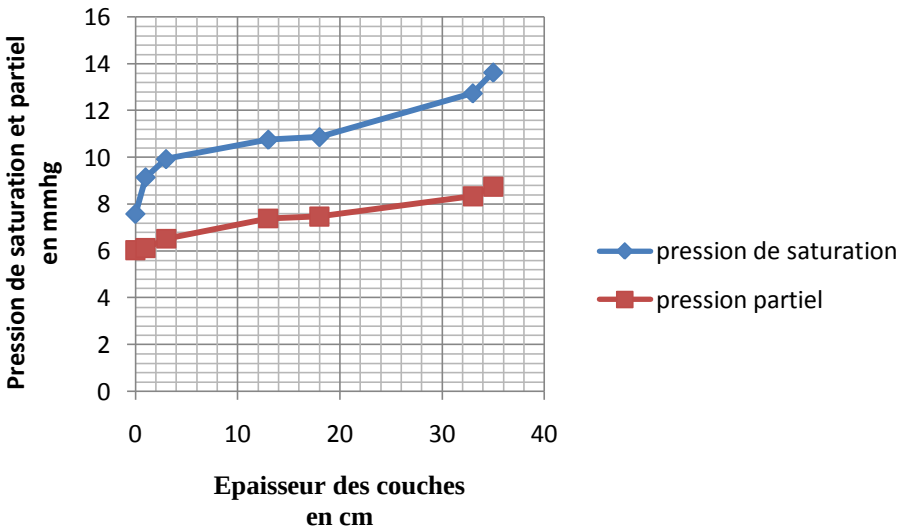


Figure II.7 - Diagramme de GLASER (mur extérieur 35 cm) Ti=16 °C

Remarque

On remarque que la courbe de la pression de saturation est supérieur a celle de pression partielle ce qui signifie l'absence d'une condensation dans la masse.

- **Dalle de Terrasse**

De $t_i = 20$ °C et $t_e = 6.64$ °C

1- Calcul de température des couches

$ts_n = t_i - K.\ R_n.\ (t_i - t_e)$

Ou bien : $ts_n = t_e + K.\ R_n.\ (t_i - t_e)$

Avec

$R_n = (1/\alpha_e) + \sum(e_i / \lambda_i)$ et $K = 0.526$Kcal / h.m².°C, $\alpha_e = 20$ Kcal / h.m².°C, $t_e = 6.64$ °C

D'où :

$ts_e = t_e + (1/\alpha_e).K.(t_i - t_e) = 7.63$ °C

$ts_1 = t_e + ((1/\alpha_e) + (e_1/\lambda_1)).K.(t_i - t_e) = 16.56$ °C

$ts_2 = t_e + ((1/\alpha_e) + (e_1/\lambda_1) + (e_2/\lambda_2)).K.(t_i - t_e) = 18.03$ °C

$ts_3 = t_e + ((1/\alpha_e) + (e_1/\lambda_1) + (e_2/\lambda_2) + (e_3/\lambda_3)).K.(t_i - t_e) = 18.10$ °C

$ts_4 = t_e + ((1/\alpha_e) + (e_1/\lambda_1) + (e_2/\lambda_2) + (e_3/\lambda_3) + (e_4/\lambda_4)).K.(t_i - t_e) = 19.16$ °C

$ts_5 = t_e + ((1/\alpha_e) + (e_1/\lambda_1) + (e_2/\lambda_2) + (e_3/\lambda_3) + (e_4/\lambda_4) + (e_5/\lambda_5)).K.(t_i - t_e) = 19.34$ °C

$ts_6 = t_e + ((1/\alpha_e) + (e_1/\lambda_1) + (e_2/\lambda_2) + (e_3/\lambda_3) + (e_4/\lambda_4) + (e_5/\lambda_5) + (e_6/\lambda_6)).K.(t_i - t_e) = 19.48$ °C

$ts_7 = t_e + ((1/\alpha_e) + (e_1/\lambda_1) + (e_2/\lambda_2) + (e_3/\lambda_3) + (e_4/\lambda_4) + (e_5/\lambda_5) + (e_6/\lambda_6) + (e_7/\lambda_7)).K.(t_i - t_e) = 19.64$ °C

2- Détermination des pressions de saturation

Tableau II.21- Détermination des pressions de saturation pour la dalle de terrasse

T [°C]	6.64	7.63	16.56	18.03	18.10	19.16	19.34	19.48	19.64	20
P_s [mmHg]	7.38	7.84	14.13	15.50	15.57	16.64	16.83	16.98	17.15	17.52

3- Détermination des pressions partielles

Tableau II.22- Détermination des perméances pour le Dalle de Terrasse

Construction	Epaisseur [m]	π [g/m.h.mmHg]	e /π [g/h.mmHg]
Carrelage	0.02	-	0.24
Mortier en ciment	0.02	0.0066	3.03
Béton	0.04	0.002	20
Hourdis	0.16	0.02	8
Mortier en ciment	0.015	0.0066	3.03
Lame d'aire	0.25	0.045	5.555
Faux plafond	0.013	0.001	18.555
$\sum(e_i/\pi_i)$	-	-	58.41

$Pv_n = Pv_e + (e_n/\lambda_n).(Pv_i - Pv_e)/\sum(e/\pi)$

$\varphi = Pv/Ps \Rightarrow Pv = \varphi . Ps$

$Pv_i = \varphi_i . Ps_i$, $\varphi_i = 50\ \%$ ⟶ $Pv_i = 8.76$ mmHg

$Pv_e = \varphi_e . Ps_e$, $\varphi_e = 81.6\ \%$ ⟶ $Pv_e = 6.02$ mmHg

$(Pv_i - Pv_e) = 8.76 - 6.02 = 2.74$ mmHg.

$\sum(e_i/\pi_i) = (e_1/\pi_1) + (e_2/\pi_2) + (e_3/\pi_3) + (e_4/\pi_4) + (e_5/\pi_5) + (e_6/\pi_6) + (e_7/\pi_7) + (e_8/\pi_8) + (e_9/\pi_9) + (e_{10}/\pi_{10})$

$(Pv_i - Pv_e)/\sum (e/\pi) = 0.047$

D'où :

$Pv_1 = Pv_e + (e_1/\pi_1).\ 0.047 \rightarrow Pv_1 = 6.031$ mmHg

$Pv_2 = Pv_e + (e_1/\pi_1 + e_2/\pi_2).\ 0.047 \rightarrow Pv_2 = 6.173$ mmHg

$Pv_3 = Pv_e + (e_1/\pi_1 + e_2/\pi_2 + e_3/\pi_3).\ 0.047 \rightarrow Pv_3 = 7.113$ mmHg

$Pv_4 = Pv_e + (e_1/\pi_1 + e_2/\pi_2 + e_3/\pi_3 + e_4/\pi_4).\ 0.047 \rightarrow Pv_4 = 7.489$ mmHg

$Pv_5 = Pv_e + (e_1/\pi_1 + e_2/\pi_2 + e_3/\pi_3 + e_4/\pi_4 + e_5/\pi_5).\ 0.047 \rightarrow Pv_5 = 7.632$ mmHg

$Pv_6 = Pv_e + (e_1/\pi_1 + e_2/\pi_2 + e_3/\pi_3 + e_4/\pi_4 + e_5/\pi_5 + e_6/\pi_6).\ 0.047 \rightarrow Pv_5 = 7.893$ mmHg

$Pv_7 = Pv_e + (e_1/\pi_1 + e_2/\pi_2 + e_3/\pi_3 + e_4/\pi_4 + e_5/\pi_5 + e_6/\pi_6 + e_7/\pi_7).\ 0.047 \rightarrow Pv_5 = 8.765$ mmHg

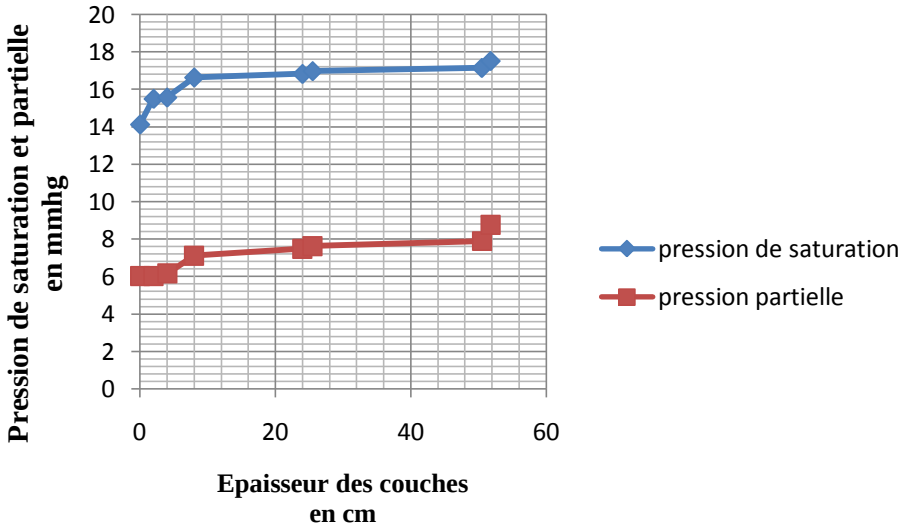


Figure II.8 - Diagramme de GLASER (dalle de terrasse) Ti=20 °C

Remarque

On remarque que la courbe de la pression de saturation est supérieur a celle de pression partielle ce qui signifie l'absence d'une condensation dans la masse.

CHAPITRE III

« Bilan thermique »

I. INTRODUCTION

Le calcul des besoins énergétiques d'une maison peut être aujourd'hui réalisé suivant différentes méthodes et les résultats obtenus sont plus ou moins proches les uns des autres en fonction des critères d'analyse retenus. Dans notre étude nous avons choisi la méthode de Rietschel.

II. CALCUL DES DEPERDITIONS CALORIFIQUES

Le calcul des déperditions consiste à évaluer les pertes dues aux :

- Transmission (murs, sols, plafond, toiture, vitrage...),
- Renouvellement d'air « ventilation ».

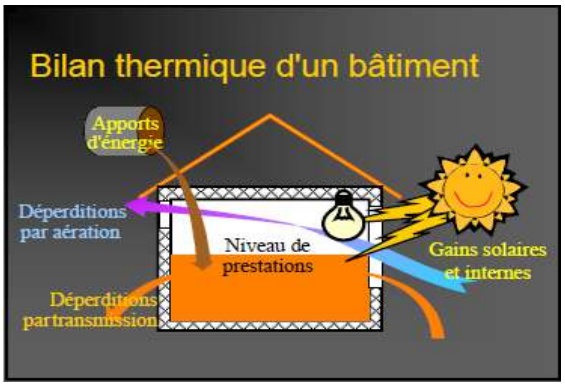


Figure III.1- Bilan thermique d'un bâtiment

II.1. Les déperditions par transmission

Les déperditions par transmissions dépendent des éléments de l'enveloppe extérieure d'un bâtiment ou d'un local.

A partir des déperditions par transmissions on obtient les besoins calorifiques correspondants en multipliant les déperditions par transmissions par un coefficient de correction [6].

$$Q_t = Q_0 . Z \text{ ---------- (III-1)}$$

Avec :

Q_0 : Perte calorifique par transmission exprimée en [Kcal/h],

Z : Coefficient de majoration.

$$Q_0 = K.S.(t_i - t_e) \text{ ---------- (III-2)}$$

Avec :

K : Coefficient de transmission global de chaleur de la paroi considéré en [Kcal/h.m².°C]

S : Surface de la paroi considérée en [m²]

t_i, t_e: Température du milieu intérieur et extérieur respectivement en [°C]

$$Z=1+Z_u + Z_h + Z_a = 1 + Z_d + Z_h \text{ ---------- (III-3)}$$

Avec :

Z_u : Majoration pour interruption d'exploitation en [%].

Z_a : Majoration pour compensation des surfaces extérieures froides en [%].

Z_h : Majoration pour l'orientation en [%]. (ANNEXE. N°11)

Z_d : Groupement de Z_a et Z_u en fonction de coefficient « D » représentant la perméabilité thermique de l'enveloppe du local considéré. (ANNEXE. N°10)

$$D=Q_0/ [S_D . (t_i-t_e)] \text{ ---------- (III-4)}$$

S_D : La surface de l'enveloppe du local en [m²].

Les majorations sont traitées par RITSCHEL

II.2. Les déperditions par ventilation

La quantité de l'air qui pénètre sous l'effet du vent dans un local par les jointures des portes et fenêtres dépend des zones non étanches des parties du bâtiment exposée au vent et des différences de pression entre l'extérieur et l'intérieur.

Les besoins calorifiques pour compenser les pertes par ventilation peuvent être calculés par la relation suivante :

$$Q_v = \sum(a\ l) . R. H . (t_i-t_e). Z_e \text{ ---------- (III-5)}$$

Avec : $\sum(a\ l)$: La perméabilité des fenêtres et des portes au vent. (ANNEXE. N°12)

Q_v : Déperdition par ventilation en [Kcal/h] :

R : La caractéristique du local. (ANNEXE. N°13)

H : La caractéristique d'immeuble. (ANNEXE. N°14)

t_i , t_e : La température d'air intérieur et d'extérieur en [°C] .

Z_e : Le facteur de majoration pour les fenêtres d'angle.

❖ **Application au projet**

Nous avons choisi la chambre N°1 de Rez-de-chaussée comme un exemple de calcul :

1) Déperdition par transmission

$Q_{tr} = Q_0 .Z$

$Q_0 = K .S .(t_i – t_e)$

t_e = 6.64°C.

t_i = 20 °C.

Tableau III.1- Apports par transmission de la chambre 1

	Orientation	surface [m²]	K [Kcal/hm²°C]	Δt [°C]	Q_0 [Kcal/h]	Majoration		
						Z_D [%]	Z_H [%]	Z
ME	O	10.44	0.787	13.36	109.761	7	0	1.07
MI	S	13.04	1.61	4	83.977			
MI	N	13.04	1.61	0	0			
MI	E	10.22	1.61	2	32.9			
P	E	1.9	3.76	2	14.288			
F	O	1.68	4.9	13.36	109.979			
Dalle	_	16.78	0.502	0	0			
Plan	_	16.78	1.451	5	121.73			
Q_{0t}					472.3			

$Z = 1 + Z_H + Z_D$

$Z_H = 0\% = 0$

$D = Q0 / S_T . \Delta T = 472.3/(83.88 *13.36)=0.421$

$D = 0.421 \rightarrow ZD = 7\% = 0.07$

$Z = 1 + 0 + 0.07 = 1.07$

$Qtr = Q0 .Z$

$Qtr = 472.3 \times 1.07$

$Qtr = 505.36$ Kcal/h

2) Les déperditions par ventilation

$Q_v = \sum(al).R.H.(t_i - t_e).Z_e$---------- (III-6)

$a = 3$, $L = (1.2 + 1.4).2 = 5.2 \rightarrow 1$ fenêtres $\rightarrow L = 5.2m$, $H = 0.34$

R: $S_F/S_p = 1.6/1.9 = 0.0.884 < 1.5 \rightarrow R = 0.9$

$(t_i - t_e) = 14.36°C$, $Z_e = 1$

$Q_v = (3*5.2)* 0.9*0.34*16.36*1$

$Q_v = 78.096$ kcal/h.

Tableau III.2- Apports par ventilation de la chambre 1 (RDC):

A [m^3/h]	**L [m]**	**R**	**H**	**Δt**	**Z_e**	**Q_v [Kcal/h]**
3	5.2	0.9	0.34	14.36	1	68.548

$Q_{dep} = Q_{tr} + Q_v$

$Q_{dep} = 505.36 + 68.548$

$Q_{dep} = 573.90$ kcal/h

De la même manière on fait le calcul pour les autres locaux, les résultats sont récapitulent sur le tableau suivant :

- **Rez-de-chaussée**

Tableau III.3- Les différentes déperditions pour chaque local de Rez-de-chaussée

Local	Q_{0t}[Kcal/h]	Q_{tr}[Kcal/h]	Q_v[Kcal/h]	Q_{dep}[Kcal/h]
R-ch1	472.3	505.36	78.096	583.457
R-ch2	431.876	462.107	78.096	540.205
R-ch3	467.29	505.63	78.096	587.726
R-S	671.923	752.55	240.295	992.845
R-Sdb	384.953	392.652	15.08	407.67

- **1er étage**

Tableau III.4- Les différentes déperditions pour chaque local de 1er étage

Local	Q_{0t}[Kcal/h]	Q_{tr}[Kcal/h]	Q_v[Kcal/h]	Q_{dep}[Kcal/h]
E1-ch1	439.996	465.445	91.05	556.495
E1-ch2	646.208	691.442	156.192	874.631
E1-S	944.063	1057.351	252.31	1309.661
E1-Sdb	236.626	253.189	-	253.189

- **2ième étage**

Tableau III.5- Les différentes déperditions pour chaque local de 2ième étage

Local	Q_{0t}[Kcal/h]	Q_{tr}[Kcal/h]	Q_v[Kcal/h]	Q_{dep}[Kcal/h]
E2-ch1	722.526	809.229	180.221	989.45
E2-ch2	760.629	751.105	180.221	931.326
E2-Sdb	257.489	288.388	-	288.388

III. CALCUL DES APPORTS CALORIFIQUES

Il y a deux types de apport :

- Les apports externes.
- Les apports internes [6].

III.1. Les apports externes

III.1.1. Les apports calorifiques à travers les parois vitrées

Les vitres sont des parois à faible inertie thermique à travers lesquelles les apports sont instantanés et sont donnés par la relation suivante :

$$Q_{vit} = Q_{tran} + Q_{ens} \quad \text{(III-7)}$$

Avec :

Q_{tran} : Apports calorifiques par transmission [kcal/h].

Q_{ens} : Apports calorifiques par ensoleillement [kcal/h].

Où :

$$Q_{tran} = K_{vit} \cdot S_{vit} \cdot (t_e - t_i) \quad \text{(III-8)}$$

Avec :

K_{vit} : Coefficient de transmission global de vitre [kcal/h.m^2.°c].

S_{vit} : Surface de vitre [m^2].

T_e : Température extérieure [°C].

t_i : Température intérieure [°C].

D'autre part, on a :

$t_e = t_b - E.\Delta h$---------- (III-9)

Tel que :

t_b : Température de base du lieu [°C].

E : Ecart diurne [°C]. (ANNEXE. N°2)

Δh : Coefficient qui dépend de l'heure solaire de calcul. (ANNEXE. N°3)

On a aussi :

$Q_{ens} = (I_{GC} .S_s + I_{dic} .S_o).F.C$---------- (III-10)

Où : I_{GC} : Rayonnement solaire global corrigé [kcal/h.m^2].

I_{dic} : Rayonnement diffus [kcal/h.m^2].

S_s : Surface ensoleillée [m^2].

S_o : Surface ombrée [m^2].

F : Coefficient de correction en fonction de type de menuiserie. (ANNEXE. N° 21)

C : Coefficient de correction en fonction du dispositif de protection. (ANNEXE. N°7)

La surface ombrée se calcule par l'expression :

$S_o = S_{vit} - S_s$---------- (III-11)

Où :

$S_s = (L-L_0)(H-H_0)$ ---------- (III-12)

$L_0 = R.tg\ \beta$---------- (III-13)

$H_0 = R.tg\ (h/cos\beta)$ ---------- (III-14)

Tel que:

R: Retrait de la fenêtre [m].

h : Hauteur du soleil [°].

β : Azimut de soleil [°].

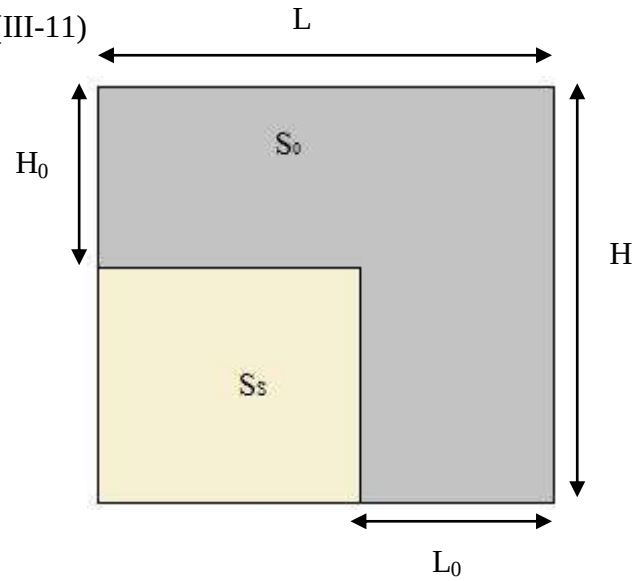


Figure III.2- Représentation de la surface Ombrée et surface ensoleillée

D'autre part, on a :

$Sinh = sin\delta.sin\text{Ø} + cos\delta.cos\text{Ø}.cos\gamma$---------- (III-15)

Tel que :

γ : L'angle horaire qui dépend de l'heure solaire [°]. (ANNEXE. N° 22)

δ : Déclinaison solaire [°].

Ø : la latitude du lieu considéré [°].

$\delta = 23{,}45sin\ ((360/365)(N+284))$ ---------- (III-16)

N : le nombre de jour dans l'année d'après 1^{ier} janvier.

Or l'azimut est donné par :

$\beta = a - a_m$---------- (III-17)

Tel que :

a : Azimut de soleil [°].

a_m : Azimut de la paroi verticale considérée [°]. (ANNEXE. N° 19)

On a:

$Sin\ a = cos\delta.sin\gamma/cosh$---------- (III-18)

Comme les calculatrices donnent des valeurs de l'arc sin(a) comprises entre [–90°, +90°] alors que 'a' puissent dépasser ces limites, nous devons faire une correction en utilisant l'algorithme suivant :

Si (sinh < sinδ / sinØ)
  Si Sin a < 0 alors a = –a –180
    Sinon a = –a + 180
  Fin si
Si non a = a
Fin si

De même, on a :

$I_{GC} = I_G .K_1.K_2$---------- (III-19)

Tel que :

I_G: Intensité de rayonnement solaire global [kcal/h.m^2].

K_1: Coefficient de correction en tenant compte de la latitude et le climat du lieu. (TAB. N°5).

K_2: Coefficient de correction en tenant compte de l'épaisseur de la vitre.

(ANNEXE. N°6).

L'intensité de rayonnement solaire global est donnée par :

$I_G = I_D + I_d$---------- (III-20)

Tel que:

I_D: Rayonnement direct [kcal/h.m^2].

I_d: Rayonnement diffus [kcal/h.m^2].(ANNEXE. N°4)

Le rayonnement direct est donné par la relation suivante :

$I_D = I_0.\tau^m.\cosh.\cos\beta$---------- (III-21)

Tel que:

I_0: Constant solaire [kcal/hm^2]. I_0 = 1367 w/m^2 = 1175.4 kcal/hm^2

τ: Coefficient de transparence qui dépend du climat. (ANNEXE. N°5)

m: Masse atmosphérique relative.

$m = 1/\sinh$---------- (III-22)

h : Hauteur de la soleil [°].

β : Azimut de soleil [°].

Le rayonnement diffus s'exprime par :

$I_{dif} = I_d .K_1.K_2$---------- (III-23)

III.1.2. Les apports calorifiques à travers les parois opaques

Les parois extérieures sont soumises au rayonnement solaire d'où il résulte un apport calorifique très important donnée par la relation suivante :

$Q_{op} = K .S. [(t_{eqm} – t_i) + m (t_{eq} – t_{eqm})]$ ---------- (III-24)

Tel que :

Q_{op} : Les apports calorifiques à travers les parois opaques [kcal/h].

K : Coefficient global de transfert de chaleur [kcal / h.m^2.°C].

S : Surface de la paroi extérieure [m^2].

T_i : Température de l'air intérieur [°C].

t_{eqm} : Température équivalente moyenne [°C].

t_{eq} : Température extérieure équivalente [°C].

m : Coefficient d'amortissement.

Où :

$t_{eq} = t_e + A .I_{GC} /\alpha_e$---------- (III-25)

$t_e = t_b – E.\Delta h$---------- (III-26)

Tel que :

A : Coefficients d'absorption de la paroi qui dépend de la nature des matériaux constituants la surface extérieure de la paroi. (ANNEXE. N°8).

I_{GC} : Rayonnement solaire global corrigé [kcal / h.m^2].

α_e : Coefficient de transmission superficielle extérieur [kcal / h.m^2.°c].

La température équivalant moyenne est exprimée à l'aide de la relation suivante :

$t_{eqm} = t_{em} + A .I_m / \alpha_e$---------- (III-27)

Tel que :

t_{em} : Température extérieure moyenne [°c].

I_m : Rayonnement solaire moyen [kcal/h.m^2].

$I_m = \sum I_{GC} /N$---------- (III-28)

$t_{em} = t_b - 0{,}52.\ E$---------- (III-29)

$\varepsilon = 2{,}7D - 0{,}4$---------- (III-30)

ε : Le retard.

D : Indice d'inertie thermique de la paroi.

$D = 0{,}51 \sum R_i \sqrt{\lambda_i C_{pi} \rho_i}$---------- (III-31)

Où :

ρ_i : La masse volumique de la i^{eme} couche de la paroi [kg / m^3].

λ_i : Lonductivité thermique de la i^{eme} couche de la paroi [kcal / h.m^2.°c].

c_{pi} : Lhaleur massique de la i^{eme} couche de la paroi [kcal / kg.°c].

R_i : Lésistance thermique de la i^{eme} couche de la paroi [h.m^2 / kcal].

Où :

$R_i = \delta_i / \lambda_i$---------- (III-32)

δ_i : Epaisseur de la i^{eme} couche de la paroi (m).

Le coefficient d'amortissement est donné par :

$m = (\alpha_i / K)*(1/ \upsilon)$ ---------- (III-33)

α_i : Coefficient de transmission superficielle [kcal / h.m^2.°c].

υ : rapport entre les amplitudes de variation des températures superficielles côte extérieur et intérieur.

- Si la paroi ne comporte pas une lame d'air :

$\upsilon = 2^D.(0{,}83 + 3.\sum (R_i / D_i))$ ---------- (III-34)

- Si non la paroi comporte une lame d'air, on doit corrigée la valeur de υ par multiplication par coefficient de correction β_1 :

$\beta_1 = 1 + 0{,}5\ R_a.(D / \sum R_i)$ ---------- (III-35)

R_a : Résistance thermique de lame d'air (h.m^2.°c / kcal).

- Si la paroi comporte un isolant on doit corriger la valeur de υ par multiplication par un coefficient de correction β_2 :

$$\beta_2 = 0{,}85 + 0{,}15(\sqrt{\lambda_{mas}\, C_{p_{mas}}\, \rho_{mas}} / \sqrt{\lambda_{iso}\, C_{p_{iso}}\, \rho_{iso}} \quad \text{---------- (III-36)}$$

Tel que :

λ_{mas} ,c_{pmas},ρ_{mas}: Caractéristiques de la couche de maçonnerie.

λ_{iso},c_{piso},ρ_{iso} :Caractéristiques de la couche isolante.

III.1.3. Les apports calorifiques à travers les parois internes

$$Q_{pi} = K .S. (t_{la} - t_i) \quad \text{---------- (III-37)}$$

Où :

t_{la}: température de local adjacent [°C].

III.1.4. Les apports calorifiques par infiltration

L'air pénètre par infiltration à l'intérieur des locaux climatisés, les apports sont donnés par la relation suivante :

$$Q_{inf} = 0{,}3.V.r.(t_e - t_i) \quad \text{---------- (III-38)}$$

Avec :

V: Volume de local [m^3].

r: Coefficient de l'infiltration qui varie en fonction du volume du local. (ANNEXE. N°16).

III.2. Les apports internes

Les apports dues à l'environnement intérieur sont essentiellement constituent par les dégagements de la chaleur et d'humidité à l'intérieur, pour obtenir une estimation valable de ces apports on appliquer des coefficients de simultanéité à l'ensemble des calculs intérieurs.

III.2.1. Les apports dus aux occupants

$$Q_{oct} = N.Q_{oc} \quad \text{---------- (III-39)}$$

$$Q_{oc} = Q_S + Q_L \quad \text{---------- (III-40)}$$

Tel que :

N: Nombre des occupants.

Q_S: Chaleur sensible dégagée par personne [kcal / h pers].(ANNEXE. N°9)

Q_L: Chaleur latente dégagée par personne [kcal / h pers]. (ANNEXE. N°9)

III.2.2. Les apports dus aux éclairages

$Q_{écl} = 0,86 .N .\xi .S$---------- (III-41)

Tel que :

Q_{ecl} : Apports dues aux éclairages [kcal /h].

N : La puissance installée par $1m^2$ de surface [w / m^2].

ξ : Coefficient de simultanéité (varie de 1 à 0).

S : Surface de plafond [m^2].

III.2.3. Les apports dus aux machines électriques

$Q_{mél} = 0,86 .N .\Psi$---------- (III-42)

Tel que :

$Q_{mél}$: Apports dues aux machines électriques [kcal/h].

N: Puissance des machines électriques [w].

Ψ: Coefficient d'utilisation.

❖ **Application au projet**

Nous avons choisi la chambre N°1de Rez-de-chaussée comme un exemple de calcul :

1) Les apports externes

1.1) Les apports calorifiques à travers les parois vitrées

L'heure de calcul est 16h car la valeur de I_{GC} est la plus grande à 16h comme indique le tableau suivant :

Tableau III.6- Intensité du rayonnement solaire globale corrigé

Heure	**6h**	**7h**	**8h**	**9h**	**10h**	**11h**	**12h**
I_{GC} Ouest [w/m²]	364.38	680.57	783.93	-574.89	-406.51	-174.81	90.48
Heure	**13h**	**14h**	**15h**	**16h**	**17h**	**18h**	-
I_{GC} Ouest [w/m²]	357.51	597.61	767.04	**860.61**	754.07	422.13	-

$Q_{vit} = Q_{tran} + Q_{ens}$

$Q_{tran} = K_{vit} . S_{vit} .(t_e – t_i)$

$t_e = t_b – E.\Delta h = 37 – 15 * 0.01= 36.85°C$

$Q_{tran} = 4.9 * 1.68 * (36.85 – 24)$

$Q_{tran} = 105.78$ kcal/h

$Q_{ens} = (I_{GC} .S_s + I_{dic} .S_o).F.C$

$S_o = S_{vit} – S_s$

$S_s = (L–L_0).(H–H_0)$

$L_0 = \left| R.tg\ \beta \right|$

$H_0 = R.tg\ (h/cos\beta)$

$Sinh = sin\delta.sin\emptyset + cos\delta.cos\emptyset.cos\gamma$

$\emptyset = 36.27°N$, $\gamma = 60°$

$\delta = 23{,}45sin\ ((360/365)(N+284))$

On choisi N = 202 (le 21 juillet)

$\delta = 23{,}45sin\ ((360/365)(202+284))$

$\delta = 20.44°$

$Sinh = sin\ (20.44)*sin\ (36.27) + cos(20.44)*cos(36.27)*cos(60°)$

$Sinh = 0.584 \rightarrow h = 35.75°$

$\beta = a – a_m$

$a_m = 90°$ (façade O)

$Sin\ a = cos\delta.sin\gamma/cosh$

$Sin\ a = (cos\ (20.44)*sin\ (60))/cos\ (35.75) = 0.999$

$a = 89.66°$

$sin\delta / sin\emptyset = sin\ (20.44) / sin(36.27) = 0.59 > sinh = 0.584$ et $a > 0$

Donc:

$a = –a +180$

$a = –89.66+180= 90.34°$

$\beta = a - a_m = 90.34 - 90 = 0.34°$

$R = 0.25$ m

$L_0 = 0.25*tg(0.34) = 0.0015$ m

$H_0 = 0.25tg(35.75/\cos(0.34)) = 0.18$ m

$S_s = (1.2 - 0.0015)(1.4 - 0.18) = 1.462$ m^2

$S_o = 1.68 - 1.462 = 0.217$ m^2

$I_{GC} = I_G .K_1.K_2$

$I_G = I_D + I_d$

$I_d = 127$ w/m^2=109.23kcal/hm²

$I_D = I_0.\tau^m.\cosh.\cos\beta$

$m = 1/\sinh = 1/0.584 = 1.712$

$I_D = 1367*(0.75)^{1.712}\cos(35.75)*\cos(0.34) = 669.87$w/m^2

$I_G = I_D + I_d = 669.87 + 127$

$I_G = 796.87$ w/m^2=685.42 kcal/hm²

$I_{GC} = 685.42*1.08*1$

$I_{GC} = 740.25$ kcal/hm^2

$I_{dic} = I_d .K_1 .K_2 = 127*1.08*1 = 137.16$w/m²=117.97kcal/hm²

F = 0.85 (menuiserie en bois) .C = 0.56 (Rideaux intérieures couleur claire).

$Q_{ens} = (I_{GC} .S_s + I_{dic} .S_o).F.C = (740.25*1.462 + 137.16*0.217)*0.85*0.56$

Qens = 529.31kcal/h

Qvit = Qtran + Qens = 105.78 + 529.31= 635.09 kcal/h

Qvit = 635.09 kcal/h

1.2) Les apports calorifiques à travers les parois opaques

Le local possède une façade à l'extérieure, mur Ouest. Pour le calcul des apports calorifiques à travers les parois opaques on prend 16h comme heure de calcul.

Tableau III.7- Les matériaux de construction et leurs caractéristiques thermiques

Element	λ_i[kcal/hm°c]	ρ_i[kg/m^3]	Cp_i[kcal/kg°c]	R_i[hm$^{2^\circ}$c/kcal]	$R_i\sqrt{\lambda i \rho i Cpi}$
Enduit en plâtre	0. 3	1000	0.26	0.033	0.291
Enduit en ciment	0.99	2100	0.26	0.02	0.465
Brique creuse	0.4	1200	0.22	0.25	2.569
Lame d'air	0.625	1.2	0.24	0.08	0.033
Brique creuse	0.4	1200	0.22	0.375	3.853
Enduit en ciment	0.99	2100	0.26	0.02	0.465
$0.51\sum_i^n R_i\sqrt{\lambda i \rho i Cpi}$	-	-	-	-	3.914

$Q_{op} = K .S. [(t_{eqm} – t_i) + m (t_{eq} – t_{eqm})]$

$\varepsilon = 2,7D – 0,4$

$$D = 0,51\sum_i^n R_i\sqrt{\lambda_i C_{p_i}\rho_i}$$

$\varepsilon = 2,7x3.914 – 0,4 = 10.16h$

$\varepsilon = 10.16h$

$HC = 16-10.16 = 5.44h \sim 6h$

$m = (\alpha_i / K) (1/ \upsilon)$

$\upsilon = 2^D.(0,83 + 3.(\sum R_i / \sum D_i)) = 2^{3.914}. (0.83 + 3(0.198)) \rightarrow \upsilon = 21.5$

La paroi comporte une lame d'air, on doit corrigée la valeur de υ par multiplication par coefficient de correction β_1.

$\beta_1 = 1 + 0{,}5\ R_a.(D / \sum R_i) = 1+0.5*0.08*(3.914/0.778)$

$\beta_1 = 1{,}2$

$\upsilon = \upsilon * \beta_1 = 21.5*1.2$

$\upsilon = 25.8$

$m = (\alpha_i / K) \times (1/ \upsilon) = (7/0.787)*(1/25.8)$

$m = 0.344$

$t_{eq} = t_e + A .I_{GC} /\alpha_e$

$t_e = t_b – E.\Delta h = 37 – 15*0.01 = 36.85°C$

A = 0.5 (Maçonnerie de teinte claire)

$t_{eq} = 36.85+ 0.5*(740.25/20) \rightarrow t_{eq} = 55.35\ °C$

$t_{eqm} = t_{em} + A .I_m / \alpha_e$

$t_{em} = t_b – 0{,}52. E = 37– 0.52*15$

$t_{em} = 29.2°C$

$I_m = \sum I_{GC} / N = 4522.12/11 = 347.85 w/m^2 = 299.2\ kcal/hm^2$

$t_{eqm} = 29.2 + 0.5*299.2 / 20 = 36.68°c$

$Q_{op} = K .S.[(t_{eqm} – t_i) + m(t_{eq} – t_{eqm})]$

$Q_{op} = 0.787*10.44*[(36.68– 24) + 0{,}344\ (55.35 – 36.68)]$

$Q_{op} = 156.95\ Kcal/h$

Pour choisir l'heure exacte de calcul on doit calculer les apports externes à travers les parois opaques et parois vitrées durant la journée de 6h a 18h et on prend l'heure qui correspond a la plus grande valeur de Q_{op}, les calculs sont regroupés dans le tableau suivant :

Tableau III.8- Les apports des parois opaques et vitrées a chaque heure

h	Δh	t_e[°C]	I_{GC}[kcal/hm²]	t_{eq}[°C]	Q_{op}[kcal/h]	Q_{vit}[kcal/h]	Q_{tot}
6	0.94	22.9	313.41	30.73	87.36	221.58	308.94
7	0.86	24.1	585.38	38.73	109.97	413.18	523.15
8	0.73	26.05	674.29	42.90	121.76	492.36	614.32
9	0.63	27.55	-494.48	15.20	43.47	29.22	72.69
10	0.48	29.8	-349.65	21.05	61.27	47.74	109.01
11	0.32	32.2	-141.75	28.65	82.13	67.5	149.63
12	0.18	34.3	77.82	36.24	102.93	148.28	251.21
13	0.07	35.95	307.50	43.63	123.82	322.88	446.7
14	0.02	36.7	514.02	49.55	140.55	474.54	615.09
15	0	37	659.76	53.49	151.69	579.37	731.06
16	0.01	36.85	740.24	55.35	**156.95**	**635.09**	**792.04**
17	0.07	35.95	648.6	52.16	147.93	562.32	710.25
18	0.15	34.75	363.09	43.82	124.36	350.6	474.96

D'après le tableau on observe que la valeur la plus grande correspond à 16h.

1.3) Les apports calorifiques par infiltration

$Q_{inf} = 0.3*V*r*(t_e - t_i)$

$t_e = t_b - E.\Delta h = 37-15(0.01) = 36.85°C$

$Q_{inf} = 0.3*51.51*0.75*(36.85-24)$

$Q_{inf} = 148.92$ Kcal/h.

1.4) Les apports calorifiques à travers les parois internes

Nous n'avons qu'une seule paroi qui a un contact avec le hall, les deux autres sont en contact avec le salon et la cuisine dont T° est la même.

$Q_{pi} = K\ S\ (t_{la} - t_i)$

$Q_{pi} = 1.61*10.22*(26-24) = 32.90$ kcal/h

Le totale des apports externes est :

$Q_{tot\ ext}= Q_{vit} + Q_{op} + Q_{inf}+ Q_{pi}$

$Q_{tot\ ext} = 635.09+ 156.95 + 148.92 + 32.90$

$Q_{tot\ ext} = 973.86$ kcal/h.

2) Les apports internes

2.1) Les apports dus aux occupants

$Q_{oct} = N.Q_{oc}$

$Q_{oc} = Q_S + Q_L = 60 + 40$

$Q_{oc} = 100$ kcal /h

$Q_{oct} = 2 .100 = 200$ kcal/h

2.2) Les apports dus aux éclairages

$Q_{écl} = 0,86.N .\xi .S = 0,86*16*0.5*16.78$

$Q_{écl} = 115.4464$ W=99.3 kcal/h

2.3) Les apports dus aux machines électriques

$Q_{mél} = 0,86 .N .\Psi = 0,86*100*0.5$

$Q_{mél} = 37$ kcal/h

Le totale des apports internes est :

$Q_{tot\ int}= Q_{oct}+ Q_{écl}+ Q_{mél}$

$Q_{tot\ int}= 200+99.3+37$

$Q_{tot\ int}= 336.3$ kcal/h

Conclusion

Le total des apports interne et externe :

$Q_{TOT}=Q_{tot\ ext} +Q_{tot\ int}$

$Q_{TOT}= 973.86+336.3$

$Q_{TOT}=$ **1310.16** [kcal/h]

Tableau III.9- Les apports externe et interne de tous les locaux

Désignation	Apport ext [kcal/h]				Apport int [kcal/h]			$Q_{App\ tot}$ [kcal/h]
	Q_{vit}	Q_{op}	Q_{inf}	Q_{int}	Q_{oct}	$Q_{écl}$	$Q_{mél}$	
R-ch1	635.09	156.95	148.92	32.90	200	99.3	37	1310.16
R-S	961.72	271	179.90	34.58	400	143.38	37	2027.58
R-ch2	451.79	64.84	34.37	67.97	200	82.96	0	901.93
R-ch3	156.37	132.52	101.41	31.91	200	80.83	0	703.04
E1-ch1	778.19	145.22	172.08	0	200	114.74	38.7	1448.93
E1-ch2	608.16	194.42	97.12	66.97	200	80.83	0	1247.5
E1-S	1106.8	265.78	179.90	34.58	400	143.38	37	2167.44
E2-ch1	962.65	220.71	147.04	0	200	114	37	1681.4
E2-ch2	809.5	129.41	117.45	41.69	200	108.84	0	1406.89
$\sum Q_{TOT}$	-	-	-	-	-	-	-	12894.87

***l'heur de calcul est 16 h où le coefficient I_{GC} est plus élevé.**

Tableau III.10- Sommes des apports calorifiques et des déperditions pour chaque local

Désignation	Q_{App} [kcal/h]	Q_{Dep} [kcal/h]	Q_{App}-Q_{Dep} [kcal/h]	$Q_{TOT}=Q_{App}+Q_{Dep}$ [kcal/h]
R-ch1	1310.16	583.457	726.703	1893.617
R-S	2027.58	540.205	1487.375	2567.785
R-ch2	901.93	587.726	314.204	1489.656
R-ch3	703.04	992.845	-289.805	1695.885
E1-ch1	1448.93	556.495	892.435	2005.425
E1-ch2	1247.5	874.631	372.869	2122.131
E1-S	2167.44	1309.661	857.779	3477.101
E2-ch1	1681.4	989.45	691.95	2670.85
E2-ch2	1406.89	931.326	475.564	2338.216

IV. CALCUL DU DEBIT D'AIR

C'est la quantité d'air traité qui pénètre dans le local climatisé sous l'impulsion d'un dispositif de ventilation [6].

IV.1. Période estivale

- On détermine des caractéristiques de l'air soufflé

$$t_s = t_i - (6 \rightarrow 8)\ °c$$

t_s : température de soufflage [°c].

t_i : température intérieur de local considéré [°c].

L'enthalpie h_S et la teneur en humidité x_S sont déterminées comme suit :

- On calcule le rapport

$$\varepsilon = Q_{tot} / W \text{----------} \quad \text{(III-43)}$$

Q_{tot} : quantité de chaleur totale considérée [kcal/h].

W : quantité de vapeur d'eau dégagée dans le local considérée [g/h].(ANNEXE. N°9)

- Sur le diagramme (h-x), on trace la droite (Δ) qui passe par le point « I » (caractéristiques de l'air intérieur) et parallèle à (ε), l'intersection de cette droite avec celle de la température de soufflage « t_s » nous donne le point « S », on tire « h_s », « x_s » et « φ ».

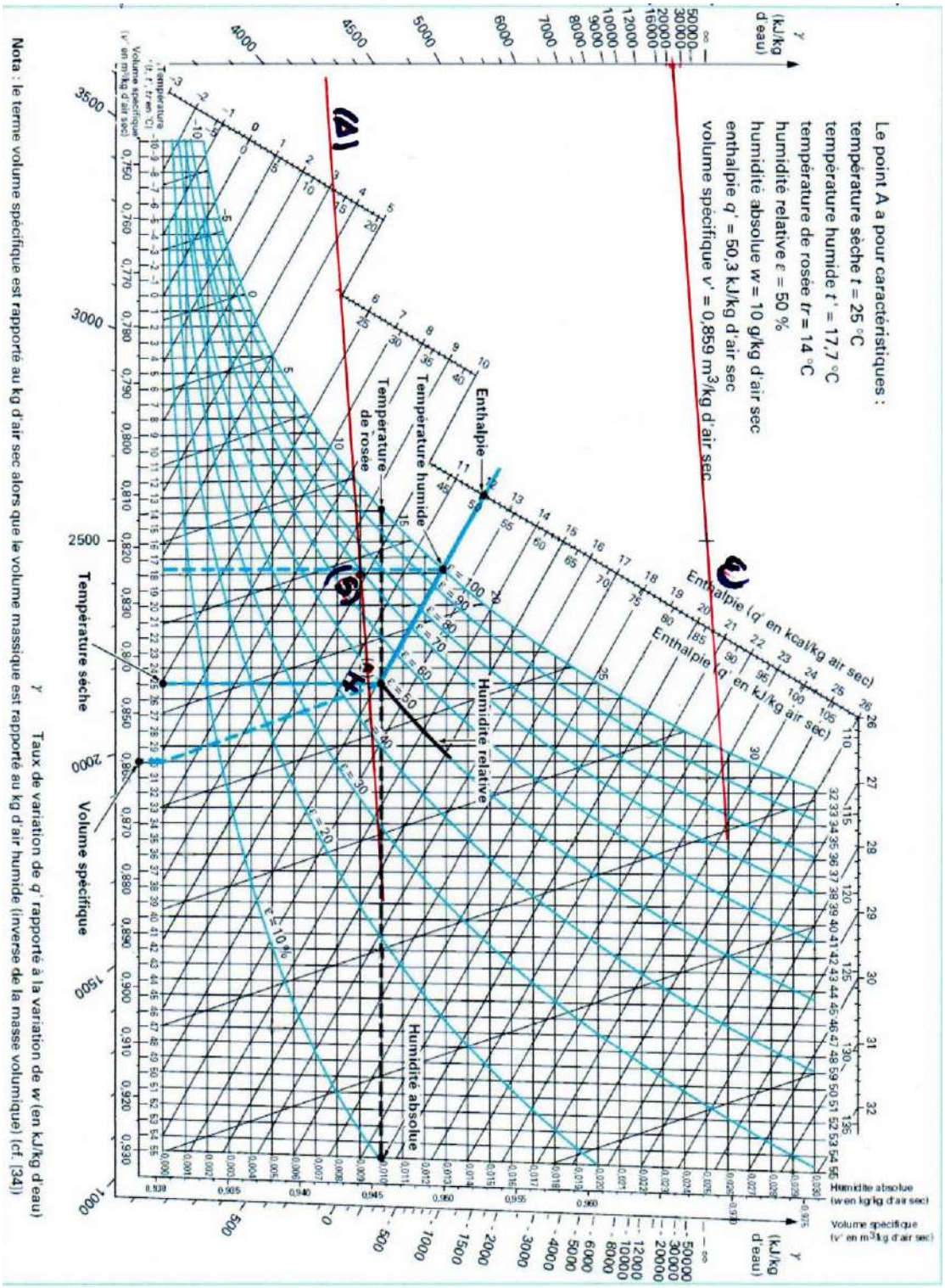


Figure III.3- L'obtention des caractéristiques de l'air soufflé a partir du diagramme « H-X »

- On calcul le débit d'air de soufflage par les relations suivantes

Bilan enthalpique :

$$Q_{TOT} = \rho \cdot V_{S1} \cdot (h_i - h_s) \Rightarrow V_{S1} = Q_{TOT} / \rho.(h_i - h_s)$$

Bilan thermique:

$$Q_S = \rho \cdot V_{S2} \cdot (t_i - t_s) \Rightarrow V_{S2} = Q_S / 0{,}3. (t_i - t_s)$$

D'où:

$$Q_S = Q_{TOT} - Q_L$$

Q_{TOT} : quantité de chaleur totale du local considéré [kcal/h].

Q_L : quantité de chaleur latente du local considéré [kcal/h].

Q_S : quantité de chaleur sensible du local considéré [kcal/h].

W : quantité de vapeur d'eau dégagé a l'intérieur du local considéré (g/h).

h_i , h_s : enthalpie de l'air intérieur et soufflé (kcal/kg).

x_i , x_s : teneur en eau de l'air intérieur et soufflé (g/kg).

t_i , t_s : température de l'air intérieur et soufflé [°c].

IV.2. Période hivernale

En général, le débit d'air soufflé en période estivale est plus grand par rapport à celui soufflé en hiver. Ce qui revient à prendre le débit de soufflage en période hivernale égale à celui de l'été.

$$V_S \text{ (été)} = V_S \text{ (hiver)}$$

❖ **Application au projet**

Tableau III.11- Les données pour calcul du débit d'air

local	Q_T [kcal/h]	Q_S [kcal/h]	W [g/h]
R-CH1	726.703	646.703	130
R-CH2	314.204	234.204	130
R-CH3	-289.805	-369.805	130
R-S	1487.375	1327.375	260
E1-CH1	892.435	812.435	130
E1-CH2	372.869	292.869	130
E1-S	857.779	777.779	260
E2-CH1	691.95	611.95	130
E2-CH2	475.564	395.564	130

Nous avons choisi la chambre N°1de Rez-de-chaussée comme un exemple de calcul :

1) Période estivale

$\varepsilon = Q_{tot} / W = 726.703 / 130.10^{-3} = 5590$ kcal/kg

On trace la droite (ε)

$\Delta t_s = t_i - t_s = 6°c \rightarrow t_s = 24 - 6 = 18°c$

Point (I) :

On fixe le point I dans le graphe

$$(I)\begin{cases} t_i = 24°c \\ \varphi_i = 50\% \end{cases} \xrightarrow{(h\text{-}x)} \begin{cases} h_i = 11.6 \text{ kcal/k} \\ x_i = 9.2 \text{ g/kg} \end{cases}$$

A partir du point (I) en trace une droite (Δ) // (ε) et qui passe par le point (I)

$$(S)\begin{cases} t_s = 18°c \\ (\Delta) \end{cases} \xrightarrow{(h\text{-}x)} \begin{cases} h_s = 9.95 \text{ kcal/kg} \\ x_s = 9 \text{ g/kg} \end{cases}$$

$V_{S1} = Q_{TOT} / \rho.(h_i - h_s) = 726.703 / 1{,}2.(11.6 - 9.95) = 367.21 m^3/h$

$V_{S2} = Q_S / \rho.(t_i - t_s) = 646.703 / 0{,}3.(24 - 18) = 359.27\ m^3/h$

$Er (V_{S1}, V_{S2}) = (367.21 - 359.27) / 359.27 = 2.1\ \% < 10\%$

Donc, on prend $V_S = 367.021\ m^3/h$

Les résultats des autres chambres sont mentionnés dans le tableau suivant :

Tableau III.12- Calcul du débit d'air et paramètres de soufflage pour chaque local

Désignation	ε [kcal/Kg]	T_S [°C]	H_S [kcal/kg]	X_S [g/kg]	V_S [m^3/h]
R-CH1	5590	18°	9.95	9	367.021
R-CH2	2416	18°	9.5	8.5	130.113
R-CH3	-2229	18°	10.4	10	205.45
R-S	5720	18°	9.95	9	751.199
E1-CH1	6864	18°	9.95	9	451.35
E1-CH2	2868	18°	9.5	8.5	162.7
E1-S	3299	18°	10	8.8	446.759
E2-CH1	5322	18°	9.95	9	349.469
E2-CH2	3658	18°	9.8	8.95	220.168
			$V_{S(totale)}$ =3084.229[m^3/h]		

CHAPITRE IV

« Dimensionnement du puits canadien et distribution de l’air dans le local »

I. DIMENSIONNEMENT DU PUITS CANADIEN

Le dimensionnement d'un puits canadien est assez délicat du fait du nombre de paramètres à optimiser : qualité du sol, longueur, diamètre et nombre de tubes, profondeur d'enfouissement, distance entre les tubes, débit de ventilation.

I.1. L'installation d'un puits canadien

I.1.1. La qualité du sol

1- Les tuyaux sont installés dans des tranchées de 1,5 à 2 m de profondeur, si la maison est construite sur un rocher, ou si la nappe phréatique est trop peu profonde, il parait inenvisageable de faire de tels travaux.

2- Si le terrain utilisé est planté d'arbres ou d'arbustes, il faudra les arracher et dessoucher, ce qui est un gros travail [2].

I.1.2. La qualité de la terre

Certains types de terrains transportent mieux la chaleur que d'autre. La terre contenant de la glaise gorgée d'eau a une meilleure « conductivité thermique » que le sable, sauf si celui-ci est mouillé. Plus la terre à la capacité de se gorger d'eau et de garder cette eau, mieux elle transportera la chaleur, et mieux le puits canadien fonctionnera. L'avantage, c'est que la longueur du tuyau pourra être moindre, l'inconvénient c'est que les terres ayant une meilleure conductivité thermique se refroidissent plus vite en hiver et que l'on doit enterrer les tuyaux à une plus grande profondeur.

Sur le schéma ci-dessous, la conductivité minimale à atteindre se trouve en foncé. Selon les éléments exacts du sol, le chiffre exact de conductivité se trouve dans la zone en clair.

On remarque que le sol le plus conducteur est la terre humide, surtout si elle est assez glaiseuse, suivie par le sable humide, puis l'argile, et la tourbe. Les sols secs sont les moins conducteurs: leur température varie davantage en fonction de conditions atmosphériques [2].

La conductivité thermique est exprimée en watts par mètre-kelvin ($W*m^{-1}*K^{-1}$)

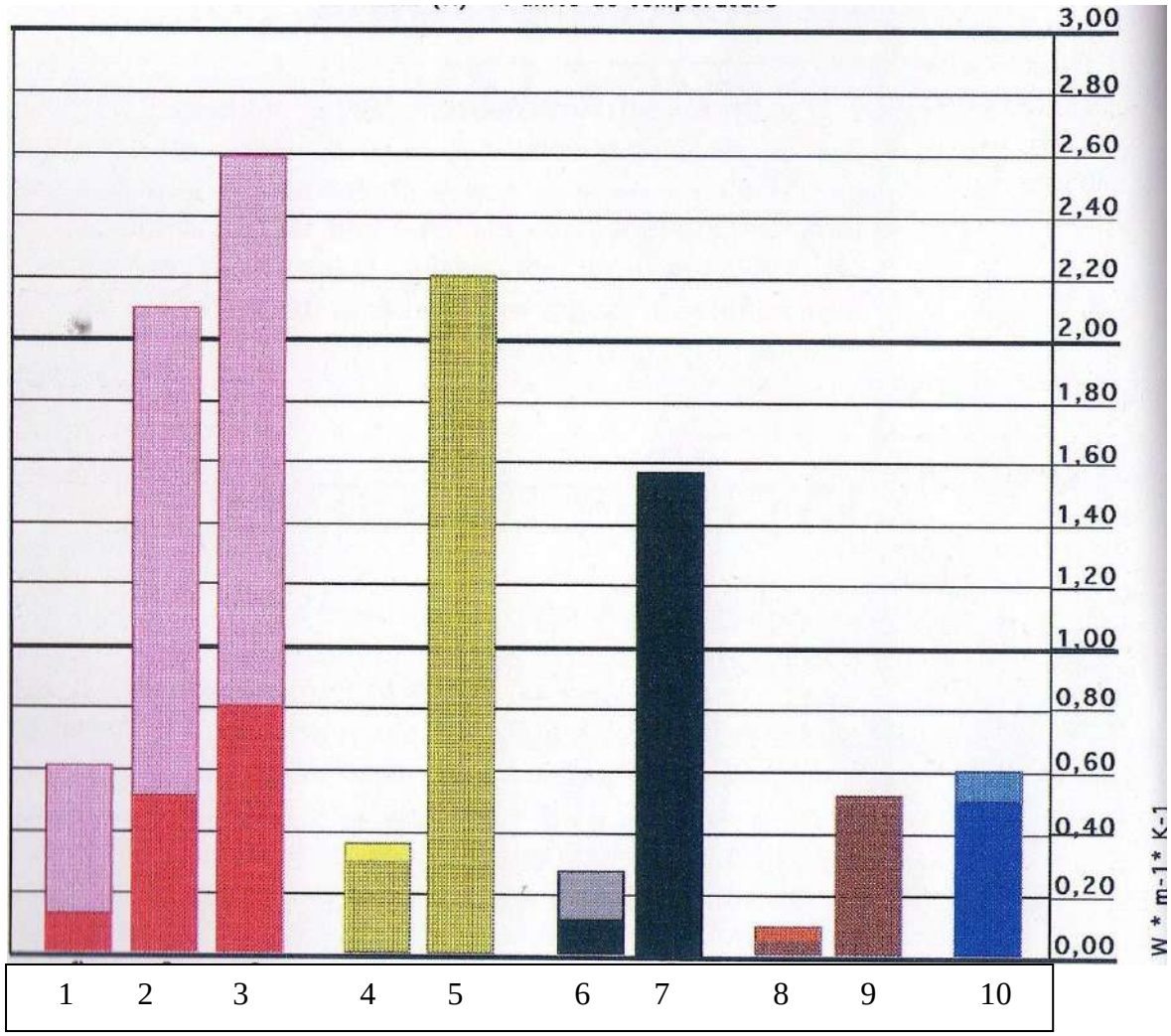


Figure IV.1- Influence de l'échangeur géothermique selon la conductivité des sols

1- Terre sèche
2- Terre humide à 10%
3- Terre humide à 20%
4- Sable sec
5- Sable humide
6- Argile sèche
7- Argile humide
8- Tourbe sèche
9- Tourbe humide
10- Eau

I.1.3. L'échange géothermique

La terre à deux mètres de profondeur a une température pratiquement constante tout au long de l'année, elle varie entre 10 et 23°C selon les saisons alors que l'air extérieur peut varier de -1°C à +37°C à Médéa. Un puits canadien va exploiter cette température constante : l'air, au lieu d'être amené directement de l'extérieur, va circuler dans un collecteur enterré en contact avec le sol pour en échanger ses calories. L'objectif étant que l'air à la sortie du collecteur soit à la température du sol [2].

I.2. Les caractéristiques techniques et mécaniques

I.2.1. Le tuyau

Le débit d'air est lié aux besoins de renouvellement en air frais du logement.

I.2.1.1. La circulation d'air dans le logement

Avant toute chose, il est important de déterminer les débits de renouvellement d'air du logement, et établir un plan de ventilation.

Le flux d'air entrant, une fois réchauffé, doit circuler dans le logement, puis être évacué. Pour éviter d'user prématurément la VMC (ventilation mécanique contrôlée) qui doit pomper l'air du puits, il existe maintenant des VMC prévues pour le couplage avec le puits canadien.

- Si on climatise qu'une seul pièce, une VMC simple flux suffit. Dans ce système l'air frais est extrait du puits canadien par la VMC est réchauffé puis entré dans la pièce avant d'être évacué par un groupe d'extraction comportant un ventilateur
- Si le logement est composé de plusieurs pièces et de plusieurs étages il faudra planifier le passage de l'air. Ceci est surtout valable pour une nouvelle construction. Comme les autres entrées d'air du logement seront fermées pour éviter les entrées d'air froid, une VMC double flux sera plus intéressante. Son échangeur de chaleur permettra d'utiliser la chaleur de l'air extrait du logement pour réchauffer l'air qui vient du puits canadien. La mise en température de l'air peut ainsi être réduite de 50 à 80%.

Le ventilateur envoie cet air réchauffé dans les pièces principales (séjour. chambres) par des bouches d'insufflations. L'air circulera ensuite dans les pièces de service (cuisine, buanderie salle de bains) ou il se chargera de l'air humide avant d'être rejeté par des bouches d'extraction (plus bruyantes que les bouches d'insufflation).

Les circulations d'air pourront se faire à travers des faux plafonds le sous-sol ou des combles non amènagès.les tuyaux seront isolés afin de ne pas se refroidir dans les combles ou le sous-sol. Dans le cas d'un bâtiment ancien, une autre solution est possible il s'agit de la VMR (ventilation mécanique répartie). Elle est constituée d'aérateurs individuels placés dans les différentes pièces.

Les avantages : Il n y a pas de conduits ni de gaines à entretenir, tout est facilement accessible. Il existe différentes puissances d'aérateurs selon le volume de la pièce. Ils peuvent être munis de mutinerie et programmables. Il existe des modèles d'aérateurs silencieux consommant peu d'énergie pour extraire l'air vicié, il existe différents types d'extracteurs hélicoïdes pour vitres ou murs à rejet direct, et des extracteurs centrifuge pour conduits longs.

I.2.1.2. La vitesse de circulation de l'air dans les tuyaux

Plus la vitesse de l'air est faible, plus il a le temps de se réchauffer. Plus la surface du tube est importante, plus l'échange thermique sera bon et plus l'air se réchauffera.

Toutes les études le montrent, l'air ne doit pas circuler trop vîtes (il n'aurait pas le temps d'atteindre la bonne température), ni trop lentement (l'air stagné peut se charger en miasmes).

L'air devait rester au moins 15 secondes dans le tuyau pour atteindre la température voulue.

On considère donc généralement que 2 m/s est une bonne vitesse si le tuyau fait au moins 30m.

I.2.1.3. Le diamètre du tuyau

Vingt centimètres de diamètre semblent être une bonne moyenne. Si le tube est plus étroit, il faut plus de puissance de pompe pour le faire circuler (et la rentabilité n'est plus suffisante), et s'il est plus large, des flux d'air se forment à l'intérieur et tout l'air n'a pas la même température à la sortie (l'air circulant au centre circule plus vite, il est donc plus froid que l'air qui a circulé le long des parois).

I.2.1.4. La matière du tuyau

Le tuyau doit avoir les caractéristiques bien précisées

- Il doit résister dans le temps.
- Il doit résister à la corrosion, puisqu'il est tout le temps en contact avec la terre et l'eau (éviter les tubes métalliques).
- Il doit être assez rigide pour ne pas se déformer à cause du poids de la terre qui est au –dessus. On doit également pouvoir passer sur le sol au-dessus du tube avec un engin lord sans le rompre.
- Il ne doit pas être poreux ni perméable, afin d'éviter toute infiltration
- Il doit être bon conducteur thermique (éviter le béton qui est mauvais conducteur).
- Il doit avoir un intérieur lisse et antistatique. Eviter d'utiliser un tuyau dont l'intérieur est annelé car il y a des risques d'accumulation des liquides de condensation qui peuvent vit devenir des liquides des endroits à bactéries. De plus, les bosses entrainent des turbulences dans l'air et les échanges se font moins bien.
- Il doit pouvoir résister à un traitement chimique ou thermique en cas de contamination accidentelle. On doit pouvoir d'en laver l'intérieur avec un nettoyeur à haut pression.
- Il doit être inerte (éviter les tubes en PVC ou en produit recyclés qui rejettent des composés toxiques).
- Il doit de préférence être d'un seul tenant. Dans le cas contraire, les joints entre les morceaux doivent répondre à toutes les caractéristiques précédentes.



Figure IV.2- Exemple d'un tuyau annelé à l'extérieur et lisse à l'intérieur

On évitera donc :

- Le béton trop poreux dont la surface intérieure n'est pas assez lisse est qui est Mauvais conducteur thermique
- L'acier et l'inox trop difficiles à travailler (risque de perte d'étanchéités au niveau Des soudures).
- La fonte extrêmement lourde à mettre en œuvre surtout en grande longueure.
- les conduits de protection pour les câble électriques .malgré leur mise en place aisée et leur grande longueur, ils sont inadaptés car ils risquent d'être écrasés par le poids de la terre, et leur couche intérieure est en(PVC) qui rejette des composés toxiques

Les tubes généralement utilisés sont

- Soit les tubes en polypropylène avec une couche intérieure coextrudé qui présente des propriétés bactéricides et antifongiques grâce à des ions d'agent
- Soit des tubes en grès vitrifié non vernis.

Ces tubes sont assez chers, mais il ne faut pas oublier que l'air qui circulera dedans arrivera ensuite dans votre maison. Il faut éviter qu'ils apportent de l'air pollué !

I.2.1.6. La profondeur de pose des tuyaux

Nous l'avons vu, la profondeur idéale se situe vers 4 m de profondeur. Il est cependant assez cher de creuser à cette profondeur. Si on est en train de construire, on peut profiter d'une tranchée de raccordement (eau, électricité…).

Dans la plupart des cas, on se contente d'enterrer les tubes à 1,5 m ou 2 m.

Les tuyaux doivent être posés sur un lit de sable ou dans un remblai afin d'éviter le « poinçonnage ».du tube qui pourrait s'abimer au contact de cailloux.

S'il y a plusieurs tuyaux, ils doivent être espacés au minimum de 80 cm ou de 4 à 5 fois le diamètre de la gaine. S'ils sont situés le long de la maison, il faut également rester à 1 m environ du logement pour éviter les échanges thermiques qui produiraient un effet à celui désiré.

I.2.1.7. La longueur des tuyaux

En général, une longueur de 40 à 50 m suffit pour un bon échange thermique. Cependant, si le sol est sablonneux ou si la région est sèche, on ajoute 5m de tubes supplémentaires aux calculs.

Le circuit d'air peut-être fermé en captant l'air dans une pièce froide de la maison, et en formant une boucle dans le jardin pour revenir dans la maison. Les avantages : moins de

problèmes d'humidité, même par temps de pluie, il faut donc prévoir un autre circuit d'air pour ventiler la maison.

I.3. Distribution des conduites enterrées

Poser un seul tube en méandre ou boucle autour du bâtiment ou un réseau de tubes parallèles installés entre des collecteurs pour augmenter le débit d'air circulant dans le puits (boucle de Tichelmann). Longueur comprise entre 30 et 50 m et enfouis entre 1,5 et 4 m de profondeur. Espacement entre les tubes supérieur à 3 fois leur diamètre (garantira un bon échange thermique de chaque tube avec le sol).

Sachant que la vitesse de l'air au sein du puits doit être comprise entre 1 et 4 m/s.

Limiter le nombre de coudes minimisera les pertes de charge au sein du conduit et facilitera son entretien.

I.3.1. Dispositions avec un seul tube

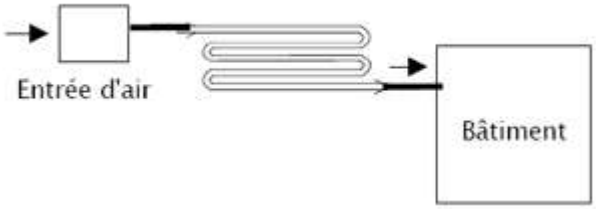


Figure IV.3.a - Avec un seul tube serpentin

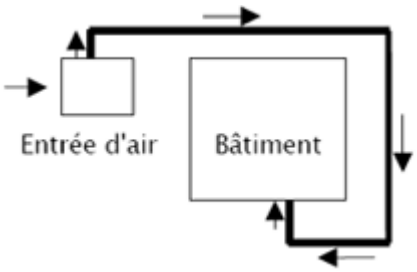


Figure IV.3.b - Avec un seul tube autour de logement

I.3.2. Disposition avec un faisceau de tubes

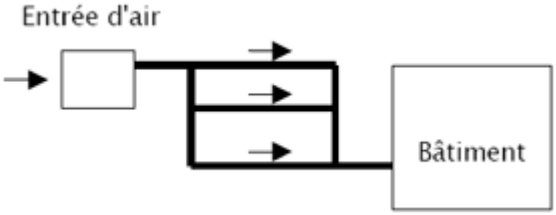


Figure IV.4 - Emplacement avec un faisceau de tubes

I.4. Méthodes et formules de calculs [7]

Nous ferons ici l'hypothèse que la température extérieure du tube est constante, ce qui revient à considérer que l'inertie thermique du sol est grande devant les quantités de chaleur échangée. Nous considèrerons de plus que l'échange thermique se fait en régime stationnaire, c'est à dire que les températures restent constantes dans le sol et à la paroi du tube.

L'échange de chaleur à l'intérieur d'un tube où circule un fluide se fait par convection forcée. Le flux thermique par unité de surface, ϕ, à travers la paroi du tube est proportionnel à la différence de température entre la surface interne, *Ts*, et externe du tube, *Ta*, et à l'inverse de la résistance thermique de la paroi, *R*.

$$\phi = \frac{(T_{sol} - T_{air})}{R} \quad \text{(IV-1)}$$

Avec :

ϕ : flux thermique échangé par unité de surface.

T_{air} : Température de l'air [°C].

T_{sol} : Température de sol [°C].

R : résistance thermique [m².K/W].

$$R = R_{cond} + R_{convvection} \quad \text{(IV-2)}$$

En considérant une conduite de faible épaisseur devant le rayon du tube, on peut faire l'approximation d'une paroi plane. La résistance à la conduction (R_{cond}) est alors le rapport de l'épaisseur, *e*, et de la conductivité, λ, de la paroi.

$$R_{cond} = \frac{e}{\lambda} \quad \text{(IV-3)}$$

e : épaisseur [m]

λ_{tub} : conductivité en [W/m.K]

$$R_{convection} = \frac{1}{5{,}55.v^{0{,}8}} \quad \text{(IV-4)}$$

V : vitesse d'écoulement de l'air

$$R = \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{5{,}55.v^{0{,}8}} \quad \text{(IV-5)}$$

La quantité de chaleur échangée par unité de temps s'écrit:

$$dQ = \phi . S . dt = \frac{(T_{sol} - T_{air})}{R} S . dt = \frac{(T_{sol} - T_{air})}{R} 2\pi . r . L dt \text{---------- (IV-6)}$$

Cet échange de chaleur entraîne une variation de température de l'air, donnée par:

$$dQ = \rho . c . V . dT_{air} = \rho . c . \pi . r^2 . L dT_{air} \text{ ---------- (IV-7)}$$

Le débit volume s'écrit :

$$q_V = S . v = \frac{\pi . d^2}{4} . v \text{---------- (IV-8)}$$

En égalisant les expressions (IV-6)et (IV-7)et en considérant la vitesse de l'écoulement qui est donnée par:

$$v = \frac{dL}{dt} \rightarrow dt = \frac{dL}{v}$$

On aura:

$$\frac{dT_{air}}{-T_{air} + T_{sol}} = \frac{2.dL}{\rho.c.r.v.R} \text{---------- (IV-9)}$$

L'expression (IV-9) peut être intégrée de $T_{entrée}$ à T_{sortie} de l'air et de zéro jusqu'à la L de l'échangeur :

$$\int_{T_{ae}}^{T_{as}} \frac{dT_{air}}{-T_{air} + T_{sol}} = \int_0^L \frac{2 . dL}{\rho . c . r . v . R}$$

L'intégration de cette relation donne l'expression de la longueur de l'échangeur:

$$L = \frac{[\ln(T_{ae} - T_{sol}) - \ln(T_{as} - T_{sol})].\rho.c.r.v.R}{2} \text{---------- (IV-10)}$$

❖ **Application au projet**

➢ ***Calcul de vitesse***

- $q_V = 3084.229 m^3/h$
- Nombre de tuyaux posé =8
- d_{ext} =0.2 m
- d_{int} =0.1885 m

$$q_V = S.v = \frac{\pi.d^2}{4}.v \rightarrow v = \frac{4.q_V}{\pi(d_{int})^2}$$

$$v = \frac{4.3084.229}{\pi(0.1885)^2.3600.8} = 3.83\ (m/s)$$

➢ ***Calcule de R***

- e = 11.5mm
- λ_{tub}= 0.35K m²/w (polypropylene)
- $v = 3{,}41 m/s$

$$R = \frac{0.0115}{0.35} + \frac{1}{5{,}55.3.83^{0,8}} = 0.0943\ (\frac{m^2K}{w}).$$

➢ ***Calcule de L***

- T_{ae}=37°C [TAB. N°2]
- T_{as}=25°C
- T_{sol} =23
- ρ=1.2(Kg/m^3)
- c=1000 (J/Kg K)
- r= 0.09425m
- v=3.83m/s
- R= 0.1($\frac{m^2K}{w}$).

$$L = \frac{[\ln(37-23) - \ln(25-23)].1{,}2.1000.0{,}0942.3.83.0.0943}{2}$$

L=39.72m

Remarque

Pour notre projet on a choisit « emplacement avec un faisceau de tubes » car dans le 1er cas (un seul tube serpentin) le condensat est mal géré en plus, la vitesse d'écoulement est très grande pour notre calcul, dans le 2emme cas la vitesse est aussi grande et le périmètre du local est insuffisant.

La longueur du tuyau est comprise entre 30 et 50 m et on a trouvé 40m. La distance entre les tuyaux est 0,6m.

II. DISTRIBUTION DE L'AIR DANS LE LOCAL

Dans toute l'installation de ventilation, de climatisation et de conditionnement d'air, la distribution de l'air et sa diffusion dans les locaux desservis jouent un rôle fondamental.

La distribution de l'air consiste à assurer son transfert, par l'intermédiaire d'un réseau de conduits aérauliques, du matériel de traitement aux locaux dans lesquels sera diffusé [9].

II.1. Le soufflage de l'air

Le soufflage de l'air doit permettre une induction suffisante pour avoir une température de l'ambiance quasi-constante dans la zone d'occupation, définie par une hauteur de 1,8m, et dont la surface au sol est délimitée par une distance de 0,15 m par rapport aux murs verticaux. Trois implantations des bouches de soufflage sont possibles :

* Soufflage mural en partie haute.
* Soufflage en partie centrale de plafond.
* Soufflage au sol ou en allège de fenêtre [9].

II.2. Bouches de soufflage

Une bouche de soufflage représente un élément terminal aéraulique qui assure la fonction de soufflage d'air dans une pièce, ou un volume. La bouche de soufflage a également pour fonction d'orienter l'air par des ailettes pour lui donner une direction. Si la direction se trouve profondément modifiée, on parle plus de diffuseur de soufflage qui diffusera plus et "projettera" moins l'air. La bouche de soufflage est en conception d'aluminium, plastique, ou autre. Elle peut être équipée d'un registre de réglage de débit permettant un équilibrage de la distribution d'air par rapport aux autres bouches [9].

II.3. Les différents types de bouche

II.3.1. Les grilles

Une grille est une bouche d'air comprenant de multiples passages pour l'air. Les plus simples comportent des ailettes fixes, mais les types les plus utilisés comportent des ailettes réglables, verticales ou horizontales permettant une certaine souplesse pour le réglage de la déflexion du jet. D'autres modèles comportent à la fois des ailettes verticales et horizontales (double déflexion) [9].

Les grilles doivent être disposées de façon à ce que le jet n'entre pas dans la zone d'occupation. Elles sont donc placées généralement en partie haute de mur en soufflage horizontal, afin de profiter au mieux de l'effet Coanda [9], ou disposées au sol ou en allège de fenêtre pour un soufflage vertical.

Certaines de ces grilles peuvent être utilisées indifféremment en soufflage ou en reprise. D'autres n'ont qu'une utilisation : soufflage ou reprise. Les débits traités par les grilles sont très variés suivant les modèles, et la gamme couverte s'étend d'une centaine à quelques milliers de m^3/h. Souvent, des systèmes de réglage de débit sont associés aux grilles de transfert [9].

II.3.2. Les bouches de plafonniers

Les diffuseurs de plafond sont caractérisés par le fait qu'elles sont équipées de dispositifs particuliers tels que tôles déflectrices, buses, dispositifs de giration etc. permettant de souffler l'air plus au moins horizontalement. Cette déflexion latérale est en effet indispensable pour éviter le soufflage verticalement vers le bas d'une trop grande quantité d'air. Presque toutes les bouches de soufflage de plafond sont équipées de dispositifs particuliers permettant de faire varier aussi bien le débit-volume que la direction de l'air [9].

II.3.3. Bouche de sole, de pied de fauteuil, de pupitre, de table

Ce groupe des bouches de soufflage est utilisé lorsque la ventilation d'un local s'effectue de bas en haut, ce qui sous-entend donc que les bouches de reprise sont situées en partie haute [9].

II.4. Choix des bouches de soufflage / reprise

II.4.1. Bouche de soufflage

Pour notre installation on a choisi le type KRA-200 (600×600) car la gaine qui alimente le diffuseur est de 200 mm de diamètre, ce type est en aluminium.

Tableau IV.1- Modèle des diffuseurs plafond (KLIMA)

Modèles	Diam A (mm)	Diam C (mm)	Cote D (mm)
KRA-160	158	300	87
KRA-200	198	370	87
KRA-250	248	470	110
KRA-315	313	573	130

.

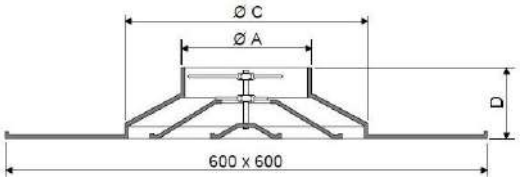


Figure IV.5- Sélection du diffuseur d'après les dimensions

II.4.2. Bouche de reprise

Les bouches de reprise sont utilisées pour évacuer l'air usé, on a choisi le type BWC-N-200 car le diamètre de la gaine est de 200 mm.

Tableau IV.2- Modèle des bouches de reprise (MADAL)

∅	A	B	C	∅d	∅D2	F
BWC-N-100	104	75	40	99	125	97.5
BWC-125	129	99	46	124	150	122.5
BWC-160	169	129	54	159	185	157.5
BWC-200	209	157	63	199	225	197.5

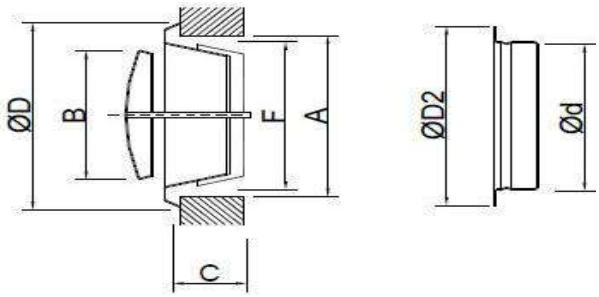


Figure IV.6- Sélection de la bouche de reprise d'après les dimensions

II.5. Conduits aéraulique

Les conduits aérauliques servent à transférer l'air de soufflage vers les locaux des servis et de ceux-ci vers les matériels de reprise. Les réseaux de conduits constituent une importante partie de toute l'installation de ventilation ou de climatisation et ce tant des points de vue cout que sujétions divers (passage de poutres, croisement avec d'autres réseaux etc.) [9].

II.5.1. Matériaux constitutifs

II.5.1.1. Tôle d'acier ou d'aluminium

La tôle d'acier est le matériau qui convient le mieux ; elle est généralement galvanisée ou inoxydable mais il peut également s'agir de tôle noire avec revêtement spécial. La section d'un conduit en tôle d'acier peut être soit rectangulaire soit ronde ; les conduits doivent intérieurement faire l'objet d'un traitement spéciale, une autre possibilité consistant à prévoir des conduits en tôle de cuivre ou d'aluminium.

II.5.1.2. Matières plastique

Elles sont également utilisées pour la fabrication des conduits en particulier le polychlorure de vinyle et le polyéthylène. Elles permettant la réalisation de plaques que l'on peut coller ou souder à volonté à l'aide d'un bruleur à air chaud.

II.5.1.3. Conduits en panneaux

On réalise parfois les conduits à partir de panneaux découpés sur le chantier, les coutures longitudinales se faisant à l'aide d'équerres en tôle et les jonctions transversales par des cornières ou des fers à glissière.

II.5.1.4. Conduits flexibles

Utilisés depuis longtemps pour les conduits d'extraction, ils sont de plus employés dans les installations de ventilation. Il convient très biens pour raccorder un réseau de conduits aux divers appareils et pour les dérivations.

II.6. Méthodes et formules de calculs [6]

Le dimensionnement d'un réseau aéraulique nécessite la connaissance des débits d'air en première étape, puis les caractéristiques et l'emplacement des déférentes singularités (les coudes, dérivation etc.). La représentation du réseau aéraulique par un schéma nous indique exactement l'emplacement et les dimensions des déférents organes du réseau c'est la deuxième étape de cette méthode parmi plusieurs méthodes qui existe, les autres étapes sont comme suit :

- Estimation des vitesses d'écoulement d'air dans les tronçons
  - tronçon principaux $W_{est} < 8$ m/s
  - tronçons secondaire $W_{est} < 4$m/s
- Estimation de la section telle que:
  $V_s = W_{est} * S_{est} \Leftrightarrow S_{est} = V_s / W_{est}$ ---------- (IV-11)
  Avec :
  V_s : débit d'air du tronçon [m^3/h].
  W_{est} : vitesse dans le tronçon [m/s].
  S_{est} : section estimé de la gaine [m^2]
  Pour notre installation les gaines sont circulaires donc le diamètre est égal :
  $$d = \sqrt{\frac{4S_{est}}{\pi}}$$ ---------- (IV-12)
  Avec :
  d : diamètre estimé (m)
- Correction du diamètre d'après la planche N°10 ASHERI, noté ∅ [mm]
- Détermination des sections effectives de la gaine :
  $$S_{eff} = \frac{\pi \emptyset^2}{4} \ [m^2]$$ ---------- (IV-13)
- Détermination des vitesses effectives dans les tronçons
  $$W_{eff} = \frac{V_s}{S_{eff}} \ [m/s]$$ ---------- (IV-14)
- Détermination des pertes de charges telles que :
  $$\Delta p_T = \Delta p_L + \Delta p_S + \Delta p_B \ [Pa]$$ ---------- (IV-15)

Avec :

$$\Delta p_L = \lambda \frac{L}{\phi} \frac{W_{eff}^{\ 2}}{2g} \text{ [Pa]} \quad \text{---------- (IV-16)}$$

Δp_L : perte de charge linéaire [Pa]

λ : coefficient de pertes de charge linéaire.

L : longueur des tronçons considérés [m].

W_{eff} : la vitesse effective de l'air du tronçon considéré en [m/s].

g : la gravité [m/s²]

$\varnothing$: Diamètre de la gaine [m]

On a aussi :

$$\Delta p_L = RL \text{ [Pa]} \quad \text{---------- (IV-17)}$$

Tel que:

R: Perte de charge linéaire, déterminé d'après la planche N°10 (ASHERI) [Pa/m].

L: Longueur du tronçon [m].

$$\Delta p_S = \xi \frac{W_{eff}^{\ 2}}{2g} \text{ [Pa]} \quad \text{---------- (IV-18)}$$

Avec:

Δp_S : perte de charge singulière [Pa]

ξ : Coefficient de perte de charge pour chaque singularité.

W_{eff} : la vitesse effective de l'air du tronçon considéré en [m/s].

g : la gravité [m/s²]

Δp_B : perte de charge dans les bouches d'aération [Pa]

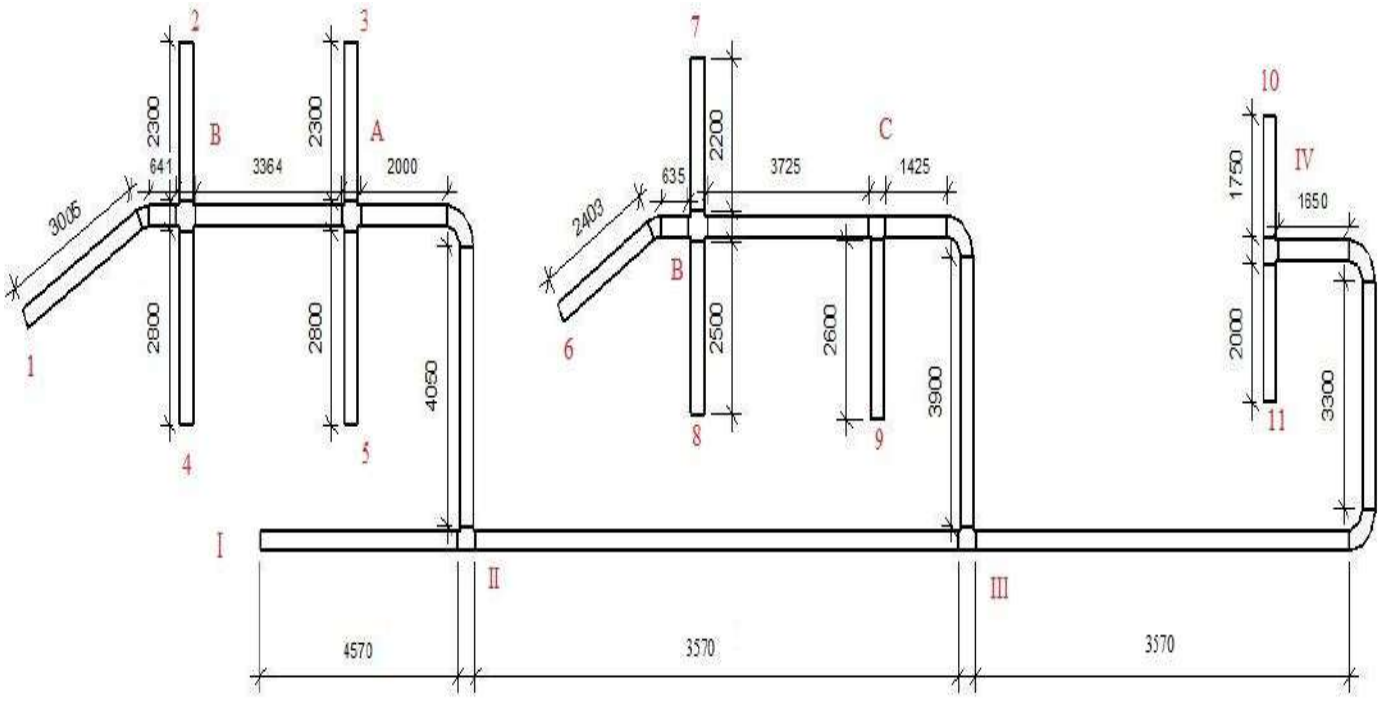


Figure IV.7- Réseau de distribution d'air de la villa

❖ **Application au projet**

On prend la conduite principale montante I-II comme un exemple de calcul

- V_S= 3090 m^3/h= 0,8583 m^3/s = 858,3 l/s

- L= 4.57m

- W_{est}= 7m/s

- S_{est}= 0,8583 /7=0,122 m^2

- d= $(4*0,122/3.14)^{1/2}$= 0,359 m

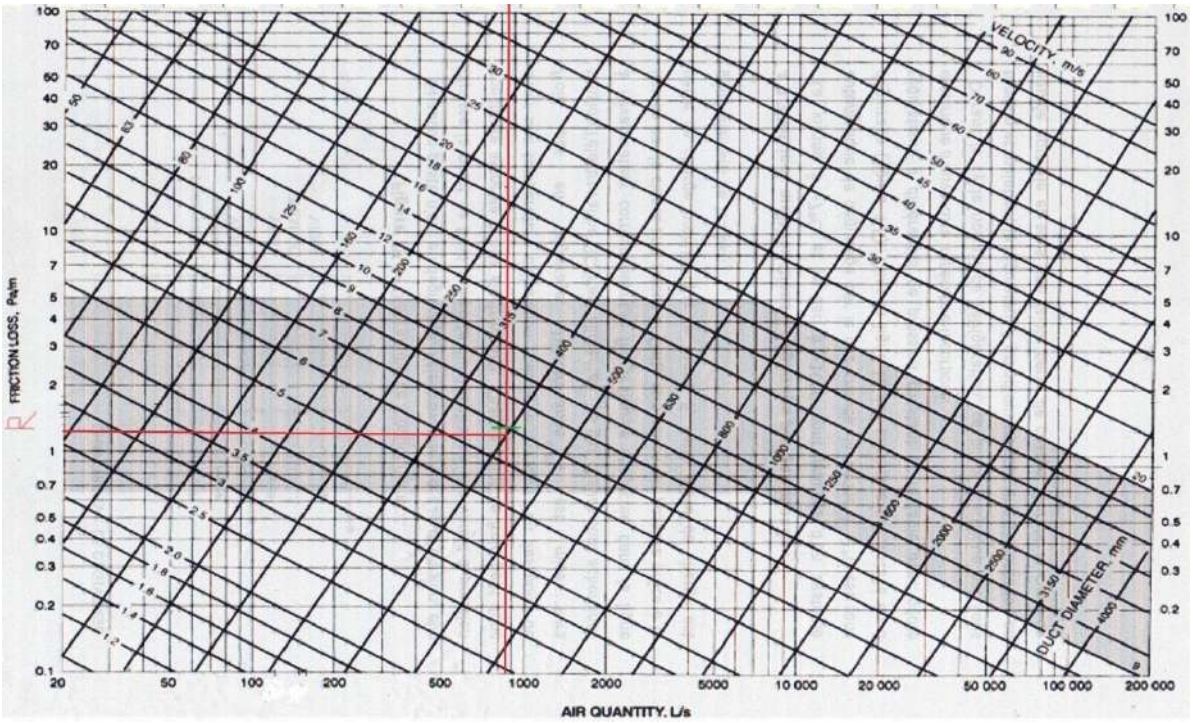


Figure IV.8- Abaque de ASHERI pour déterminer R et ∅

- ∅= 400mm=0.4m

- S_{eff}= 3.14*(0.4)²/4=0.125 m²

-W_{eff}= 0.8583/0.125=6.83 m/s

- R= 1.78 Pa/m

- Δp_L= 1.78*4.57=8.13 Pa

- ξ =0, Δp_S =0, Δp_B =0

$$\Delta p_T = 8.13 \text{ Pa}$$

Le résultat du calcul du reste du réseau est dans le tableau ci-dessous

Tronçon	Vs m^3/s	W_{est} m/s	S_{est} m^2	d m	S_{eff} m^2	W_{eff} m/s	L m	∅ m	R Pa/m	ΔP_L Pa	$\sum\xi$	ΔP_S Pa	$\Delta P_{T(bouche)}$ Pa	ΔP_T Pa
I-II	0.8592	7	0.122	0.395	0.125	6.83	4.57	0.4	1.78	8.1346	0	0	0	8.13
II-A	0.40382	5	0.080	0.32	0.0779	5.18	6.5	0.315	0.9	5.85	1.7	2.73	0	8.58
A-3	0.03610	4	0.009	0.1	0.0122	2.94	2.3	0.125	1.05	2.41	2.2	1.14	10	13.55
A-5	0.1019	4	0.02548	0.18	0.0314	3.24	2.8	0.2	0.7	1.96	2.2	1.38	10	13.34
A-B	0.2657	5	0.053	0.26	0.049	5.41	3.4	0.250	1.36	4.65	0.20	0.348	0	4.98
B-2	0.075	4	0.0142	0.143	0.0120	2.83	2.3	0.16	0.7	1.61	2.2	1.05	10	12.66
B-4	0.1043	4	0.026	0.1822	0.0314	3.31	2.8	0.2	0.71	1.98	2.4	1.57	10	13.55
B-1	0.1043	4	0.026	0.1822	0.0314	3.31	3.6	0.2	0.71	2.56	1.4	0.912	10	13.47
II-III	0.4529	7	0.064	0.287	0.0779	5.81	3.57	0.315	1.4	4.998	0.2	0.4	0	5.73
III-C	0.2946	5	0.0589	0.273	0.049	6	6	0.25	1.78	10.68	2.2	4.75	0	15.43
C-9	0.12537	4	0.0313	0.1997	0.0314	3.990	2.6	0.2	1	2.6	2.2	2.11	10	14.71
C-D	0.1692	4	0.0423	0.232	0.0314	5.38	3.7	0.2	1.52	5.624	0.2	0.346	0	5.97
D-7	0.0452	4	0.0113	0.12	0.0122	3.68	2.2	0.125	1.63	3.586	2.2	1.78	10	15.36
D-8	0.062	4	0.0155	0.1405	0.02	3.08	2.5	0.16	0.85	2.125	2.4	1.368	10	13.5
D-6	0.062	4	0.0155	0.1405	0.02	3.08	3	0.16	0.85	2.55	1.4	0.792	10	13.34
III-IV	0.15823	5	0.0316	0.2	0.0314	5.03	8.5	0.2	1.57	13.34	2	3.03	0	16.37
IV-10	0.06115	4	0.0152	0.1395	0.02	4.03	1.7	0.16	0.85	1.44	2.3	1.27	10	12.71
IV-11	0.097	4	0.0242	0.175	0.0314	3.08	2	0.2	0.68	1.36	2.3	1.3	10	12.66

III. EQUILIBRAGE DU RESEAU DE GAINE DE DISTRIBUTION

L'équilibrage du réseau de distribution est la phase importante du dimensionnement aéraulique, l'équilibrage s'effectue à l'aide d'un dispositif qui s'appelle le « diaphragme » ce dernier crée une perte de charge supplémentaire dans le tronçon à équilibrer, le teste de l'équilibrage du réseau s'effectue par la condition suivante à chaque point de dérivation :

$$E= [(\Delta p_{circuit\ def} - \Delta p_{circuit})/\Delta p_{circuit\ def}] \times 100 \leq 10\% \quad \text{(IV-19)}$$

Avec :

$\Delta p_{circuit\ def}$: perte de charge du circuit le plus défavorisé [Pa].

$\Delta p_{circuit}$: perte de charge du circuit à équilibré [Pa].

Pour déterminer l'ouverture du diaphragme il faut connaitre d'abord le coefficient de perte de charge singulière par la suite on détermine son diamètre à l'aide de L'annexe N° 17

Le coefficient de perte de charge singulière est calculé par la formule suivante :

$$\xi_{diaph} = \frac{\Delta p_{diaph}}{p_{dy}} \quad \text{(IV-20)}$$

Avec

Δp_{diaph} : perte de charge crée par le diaphragme [Pa].

P_{dy} : pression dynamique [Pa]

$$\Delta p_{diaph} = \Delta p_{circuit\ def} - \Delta p_{circuit} \quad \text{(IV-21)}$$

$$p_{dy} = \frac{\rho W^2}{2} \quad \text{(IV-22)}$$

ρ : masse volumique de l'air 1.2 kg/m^3

W : vitesse effective du tronçon considéré [m/s] [6].

❖ **Application au projet**

On prend pour exemple l'intersection du point A, circuit concerné est A-B, A-3, A-5 la perte de charge la plus grande est celle du A-3 (13,55 Pa) on vérifie la condition avec A-5

$[\Delta p_{A-3} - \Delta p_{A-5} / \Delta p_{A-3}] \times 100 = [13.55-13.44/13.55] \times 100 = 6.56 < 10\%$ donc le circuit A-5 est équilibré avec A-3.

Passons pour le circuit A-B

$[\Delta p_{A-3} - \Delta p_{A-B} / \Delta p_{A-3}] \times 100 = [13.55-4.6/13.55] \times 100 = 66 > 10\%$ donc le circuit n'est pas équilibré avec A-3 on doit mètre un diaphragme

$\Delta p_{diaph} = \Delta p_{A-3} - \Delta p_{A-B} = 13.55-4.6 = 8.95$ Pa

$P_{dy} = 1.2*(5.41)^2/2 = 17.56$ Pa

$\xi_{diaph} = 8.95/17.56 = 0.5$ d'après l'annexe N°17 et par interpolation on trouve le $D_{diaph} = 0.221$m

Les autres résultats pour le reste du réseau sont mentionnés dans le tableau suivant :

Tableau IV.4- Diamètre des diaphragmes

Circuit	$\Delta p_{cir-def}$	Δp_{cir}	Δp_{dif}	E%	Etat	ξ_{diaph}	D_{diaph} [m]
B-2	13.55	12.66	0.89	6.56	Equilibré	-	-
B-1	13.55	13.47	0.08	0.59	Equilibré	-	-
A-B	13.55	4.6	8.95	66	Non équilibré	0.5	0.221
A-5	13.55	13.34	0.015	1.54	Equilibré	-	-
II-III	8.58	5.795	2.845	33	Non équilibré	0.15	0.3
D-6	15.36	13.34	2.02	13.15	Non équilibré	0.35	0.14
D-8	15.36	13.5	1.86	12.10	Non équilibré	0.35	0.14
C-D	14.71	5.97	8.74	59.41	Non équilibré	0.5	0.221
III-C	16.37	15.43	0.94	5.74	Equilibré	-	-
IV-11	12.71	12.66	0.05	0.39	Equilibré	-	-

IV. PUISSANCE ABSORBE PAR LE VENTILATEUR

La puissance du ventilateur à installer est donnée par l'expression suivante :

$$P = \frac{\Delta p_{T\,max}\ V_s}{\eta}\ [W] \text{ ---------- (IV-23)}$$

Avec

Δp_{Tmax} :valeur maximale de perte de charge entre le point I (départ) et les points terminaux du réseau (diffuseur) [Pa].

V_S : débit volumique de soufflage [m^3/s]

η: rendement du ventilateur

Tableau IV.5- Perte de charge entre le point I (départ) et points terminaux du réseau (diffuseur)

Circuit	**I-1**	**I-2**	**I-3**	**I-4**	**I-5**	**I-6**	**I-7**	**I-8**	**I-9**	**I-10**	**I-11**
Δp_T	43.73	43	30.28	43.23	30	**62.21**	**62.21**	62.03	46.67	45.81	45.76

Application numérique

P=62.21*0.8583/0.5=107 W

Donc la puissance du ventilateur à installer est de 107 W

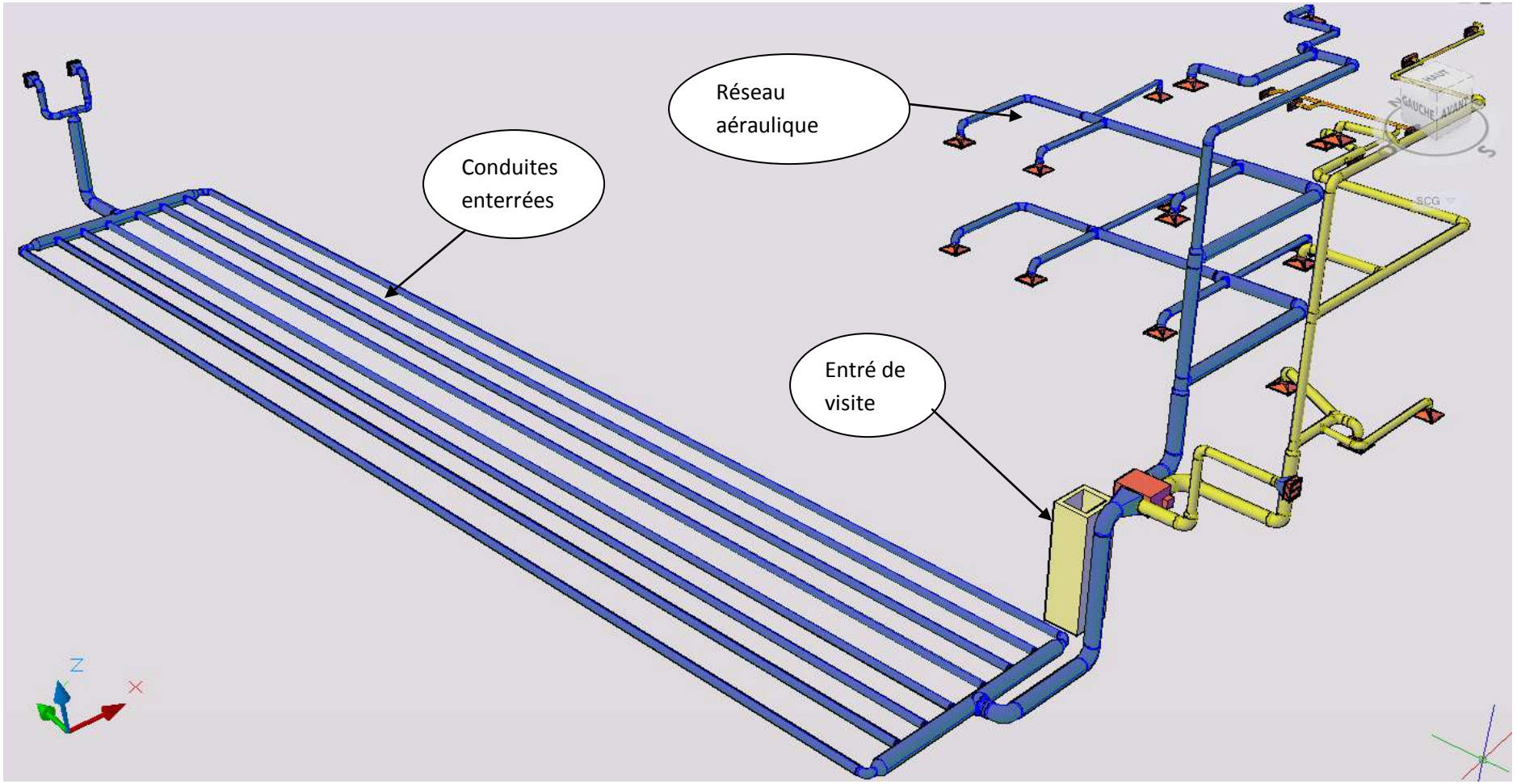


Figure IV.9- Schéma du puits canadien et réseau de distribution d'air

VII. CHOIX D'EQUIPEMENT D'INSTALLATION

En termine ce chapitre par le choix du VMC double flux à installé, elle devra assurer un débit de 3090 m^3/h avec une vitesse suffisante pour déplacer une quantité d'air nécessaire pour chaque diffuseur, on sélectionner le central VMC double flux UNELVENT série CADB-DI R 30 DV, version verticale avec By-pass externe - batterie intégrée + régulation CTR07



Figure IV.10- Central VMC double flux UNELVENT série CADB-DI R 30 DV

CHAPITRE V

« Régulation et entretien »

I. INTRODUTION A LA REGULATION

Au siècle de l'automatisation, la régulation automatique prend une importance grandissante. Elle veille à ce que des grandeurs déterminées comme la température, la pression, la vitesse de rotation ou la tension, prennent une certaine valeur constante, déclarée souhaitable, ou bien soient assujetties à d'autres grandeurs **[**11].

II. DEFINITION

La régulation regroupe l'ensemble des techniques utilisées visant à contrôler une grandeur physique. Exemples de grandeur physique : Pression, température, débit, niveau etc.

La grandeur réglée, c'est la grandeur physique que l'on désire contrôler. Elle donne son nom à la régulation. Exemple : une régulation de température.

La consigne : C'est la valeur que doit prendre la grandeur réglée. La grandeur réglant est la grandeur physique qui a été choisie pour contrôler la grandeur réglée. Elle n'est généralement pas de même nature que la grandeur réglée.

Les grandeurs perturbatrices sont les grandeurs physiques qui influencent la grandeur réglée. Elles ne sont généralement pas de même nature que la grandeur réglée. L'organe de réglage est l'élément qui agit sur la grandeur réglant.

Le but de la régulation est de maintenir l'état stable, conforme à ce qui est prévu, dans le fonctionnement d'un système.

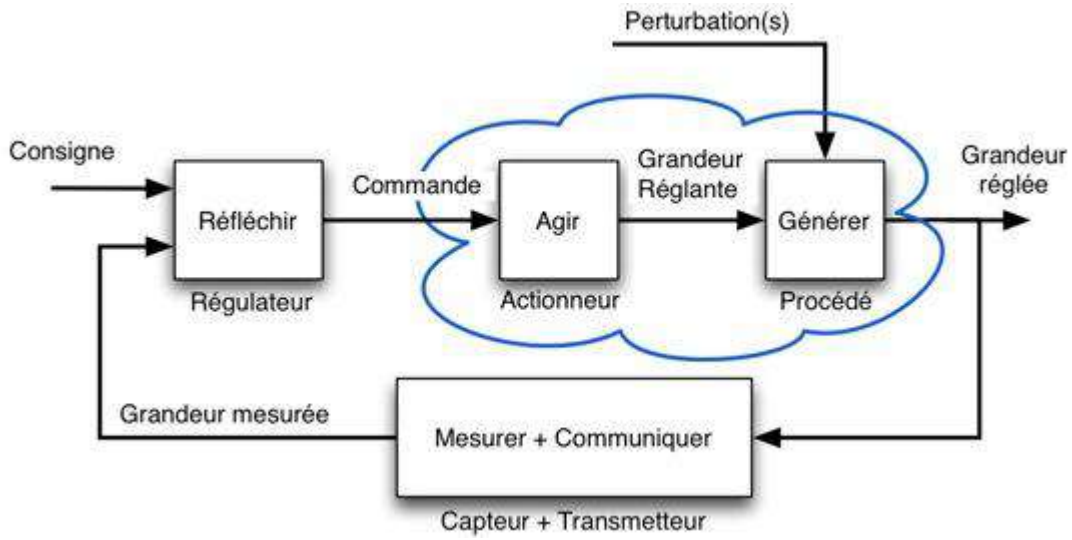
III. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT

Pour réguler un système physique, il faut :

- Mesurer la grandeur réglée avec un capteur.
- Réfléchir sur l'attitude à suivre : c'est la fonction du régulateur.
- Le régulateur compare la grandeur réglée avec la consigne et élabore le signal de commande.
- Agir sur la grandeur réglante par l'intermédiaire d'un organe de réglage.

On peut représenter une régulation de la manière suivante :

.



Figue V.1- Schéma de principe de fonctionnement d'une régulation

IV. REGULATION DU DEBIT

Dans les installations de ventilation modernes, il y a plusieurs raisons pour choisir une variation de débit en continu ou par paliers. Lors de conditions atmosphériques extrêmes en été ou en hiver, un débit d'air bien adapté permet une réduction de la consommation d'énergie. La puissance absorbée par l'arbre du ventilateur varie en fonction des vitesses de rotation [12].

Il existe les possibilités de régulation suivantes :

- Régulation de la vitesse de rotation :
  - courroies ajustables ;
  - variation de la vitesse du moteur.
- Régulation par aubage mobile de pré-rotation :
  - pré-rotation à l'ouïe d'aspiration.
- Régulation par bipasse :
  - clapet court-circuit.
- Régulation par étranglement :
  - clapet d'étranglement.

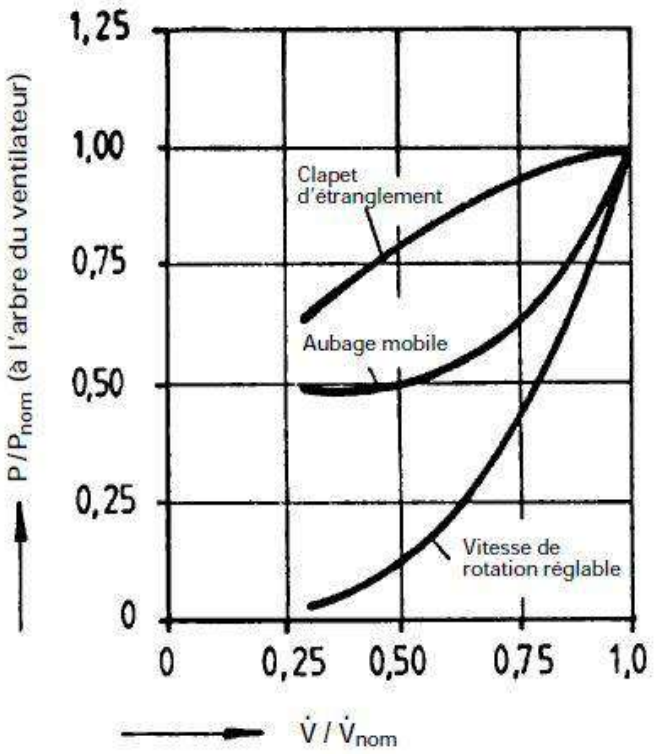


Figure V.2- Puissance absorbée par l'arbre pour différents systèmes de réglage de débit

La solution de réglage la plus élégante pour un ventilateur est celle par régulation de la vitesse de rotation. Les progrès actuels et futurs dans le domaine de la régulation des moteurs donnent les meilleures chances d'avenir au ventilateur avec réglage de la vitesse de rotation. Une autre amélioration serait de renoncer à l'entraînement par courroie. La tendance d'avenir est d'accoupler à nouveau le moteur directement au ventilateur.

V. REGULATION APPLIQUE AU PUITS CANADIEN

Pour réaliser l'évaluation précise des économies d'énergies pouvant être engendrées par l'adjonction d'un puits canadien à un bâtiment, il est nécessaire d'optimiser non seulement, le dimensionnement du puits, mais aussi le régime de fonctionnement pour éviter que le puits accroisse les besoins de chauffage ou de rafraîchissement en raison d'une mauvaise régulation.

Par exemple, en période chaude, lorsque la température de l'air extérieur est plus basse que celle en sortie de puits, la ventilation doit se faire avec l'air extérieur – par exemple par ventilation nocturne – plutôt qu'avec l'air conditionné par le puits. Un arbitrage permanent est nécessaire entre l'air du puits canadien et l'air extérieur.

Autre exemple : en période froide, il faut réduire les débits de ventilation au minimum afin de réduire les déperditions thermiques dues à l'évacuation de l'air vicié. Bien entendu, le couplage éventuel du puits canadien à un système de ventilation à récupérateur de chaleur (double-flux) modifie les critères de régulation [13].

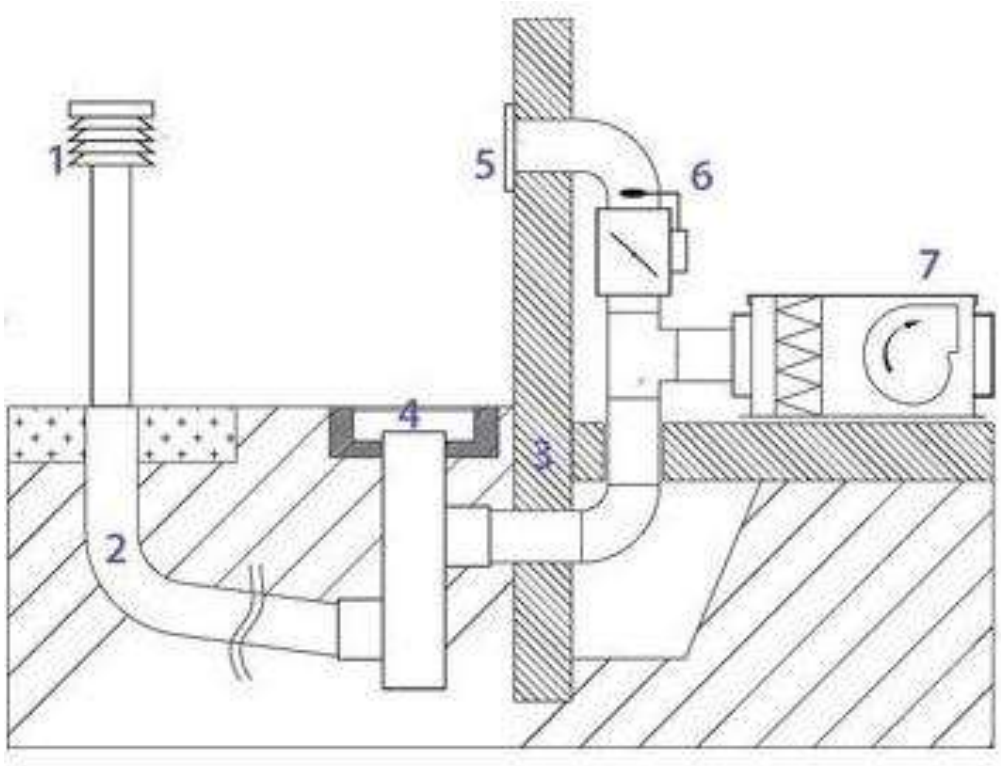


Figure V.3- Schéma du montage du bipasse du puits canadien

1- Entrée du puits canadien.
2- Réseau des conduites enterrés.
3- Mur.
4- Regard de visite (collecte des condensats).
5- Introduction d'air sans passer par le puits canadien.
6- Clapet motorisé avec sondes de température.
7- Caisson VCM double flux.



Figure V.4- Clapet motorisé avec thermomètre

VI. REGULATION ASSURE PAR LE CAISSON VMC CADB-DI R 30 DV

VI.1. Réglage des débits

- Sélection manuelle des vitesses des ventilateurs.
- Modulation automatique par horloge intégrée : programmation journalière et hebdomadaire
- Modulation automatique en fonction d'une sonde de qualité d'air

VI.2. Fonction de sécurité

- Protection antigel de l'échangeur par diminution ou arrêt du ventilateur de soufflage
- Alarme d'encrassement des filtres ou de défaut de pressostat
- Alarme de défaut sur sondes de températures (câble coupé, défaut de raccordement …)
- Alarme de défaut de liaison entre la console et l'armoire de régulation

VII. ENRETIEN

VII.1. Entretien pour VMC

Une VMC s'encrasse et devient moins efficace, plus bruyante. Elle peut même contaminer l'air qu'elle introduit dans la maison. Pour éviter ces dysfonctionnements et assurer la longévité, il faut nettoyer et surveiller régulièrement l'état des éléments.

- Nettoyage une fois par trimestre les bouches d'extraction des pièces de service.
- Nettoyage une fois par an les filtres d'insufflation et d'extraction.
- lavage régulier des entrées d'air [14].

VII.2. Entretien pour le puits canadiens

L'entretien d'un puits canadien se limite à une inspection de l'entrée du puits tous les 2 mois. En été, l'air extérieur étant plus chaud que le sol, il peut se produire un phénomène de condensation de l'eau, nécessitant alors une vidange des tuyaux deux à trois fois par an. L'entretien du système de ventilation est identique à tous les autres systèmes n'étant pas couplés à un puits canadien.

CONCLUSION

CONCLUSION

Notre étude de la climatisation d'un local par puits canadien, nous a permis d'approfondir nos connaissances, en matière d'utilisation d'énergies renouvelables géothermique, de dimensionner les différents éléments de l'installation et d'en tirer quelques conclusions.

D'après nos calcul, il ressort que pour un local à plus que neuf chambres on arrive à maintenir une ambiance de confort en choisissant pour l'installation un Central VMC double flux UNELVENT série CADB-DI R 30 DV dont la puissance est de 125 W. En tenant compte de l'appareillage de régulation, la puissance totale dépensée n'excédera pas 130 W. il est claire d'après cette étude que le puits canadien est une solution à la fois économique et environnementale adaptée à l'amélioration des performances énergétiques d'un local (bâtiment).

L'adoption de ce système contribue à la promotion des énergies dites renouvelables.

La ventilation géothermique possède de très nombreux avantages mais ne bénéficie pas d'une publicité aussi importante que le solaire. Toutes les énergies renouvelables ont leurs spécificités, leurs avantages et leurs inconvénients. Le puits canadien possède l'inconvénient de ne pas être très bien adapté à la rénovation.

Cependant les progrès ne cessent de croitre dans ce domaine, le puits canadien utilise une énergie propre et inépuisable, puisque chaque jour notre planète est réchauffée par les rayons du soleil qu'elle stocke sous forme de calories cela ne nécessite, de fait, aucune livraison ni stockage d'énergie, le coût de l'installation est rapidement amortie à l'égard du coût de fonctionnement.

La géo-ventilation est aussi très souple d'utilisation, elle est indépendante des alias climatiques, contrairement à l'énergie solaire.

Le puits canadiens devrait bénéficier d'une promotion plus importante car il est adapté à toutes les situations en cas de construction neuve. En outre, il ne génère pas de gaz à effet de serre, ni de pollution d'aucune sorte.

Enfin ce projet nous a permit aussi de nous initier à des outils informatiques, tel que le MEP, dont on s'est servi pour le traçage du réseau des gaines et la vérification de nos calculs de pertes de charges et des vitesses d'écoulement.

ANNEXES

TAB N°1 : Conductivité thermique des matériaux de construction.

Matière	λ [kcal/h.m.°c]	λ [w/m.°c]
Enduit plâtre	0.3	0.35
Enduit ciment	0.99	1.15
Béton	1.5	1.75
Multicouches	0.2	0.23
Liège	0.09	1.75
Dalle de compression	1.51	1.05
Coulage	0.9	1.15
Mortier	0.99	1.15
Sable humide	3.01	1.05
Forme de pente	0.90	1.5
Sable sèche	0.50	0.6
Mélange sable gravillon	1.2	1.4
Brique creuse	0.4	0.465
Gravillon	0.7	0.81
Etancheité	0.2	0.23
Hourdis	1.06	1.23
verre	1.031	1.2
Bois	1.12	0.14
Terre (10% d'eau)	1.8	2.1
Terre (20% d'eau)	2.24	2.6
polyéthylène EP	0.301	0.35

TAB. N°2 : Conditions climatiques exterieures de base.

Conditions de base		été			hiver	
Zones climatiques	Altitude	Température	Humidité relative	Ecart diurne	Température	Humidité relative
	m	T_B[°c]	φ_B[%]	E[°c]	T_B[°c]	φ_B[%]
Zone A	<500	34	44	9	6	80
	500-1000	33.5	40	10	1	80
	>1000	30.5	47	9	1	80
Zone B	<500	38	30	15	2	80
	500-1000	37	28	15	1	80
	>1000	35	28	14	-1	80
Sous zone B	>500	41	22	18	0	85
Zone C	500-1000	39.5	18	20	-2	75
	>1000	36	22	18	-4	75
Zone D	<500	46	11	20	0	45
	500-1000	42	13	18	-2	45
	>1000	37.5	17	16	-4	45

TAB. N°3 : Valeurs du coéfficient Δh.

H.S	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
Δh	0.94	0.86	0.73	0.63	0.48	0.32	0.18	0.07	0.02	0	0.01	0.07	0.15	0.25	0.37	0.51

TAB. N°4 : Flux diffus I_d en (W/m^2).

Orientation H.S	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Nord	70	67	61	65	69	73	74	73	69	65	61	67	70
Nord Ouest	38	49	59	64	68	74	79	87	92	94	92	87	66
Ouest	32	46	56	61	68	77	87	97	114	122	127	116	87
Sud Ouest	30	47	61	71	79	87	91	98	99	99	79	84	61
Sud	32	51	67	67	80	94	98	94	90	79	67	51	32
Plan Horizental	57	87	104	104	118	123	124	123	118	113	104	87	57

TAB. N°5 : Coéfficient de correction K_1.

	Climat moen brumeux (τ =0.7)					Climat clair (τ =0.75)				
H.S	8	9	10	11	12	8	9	10	11	12
Altitude	16	15	14	13	12	16	15	14	13	12
0m	0.9	0.91	0.92	0.93	0.94	0.96	0.97	0.98	0.99	1.00
500m	1.04	1.03	1.03	1.03	1.03	1.04	1.03	1.02	1.02	1.02
1000m	1.09	1.06	1.06	1.05	1.05	1.08	1.05	1.05	1.05	1.04
1500m	1.12	1.10	1.10	1.09	1.09	1.10	1.09	1.08	1.08	1.06
2000m	1.18	1.15	1.12	1.12	1.12	1.13	1.11	1.10	1.10	1.09

TAB. N°6 : Coéfficient de correction K_2.

Epaisseur de la vitre en [mm]	3	4	6	8	10	12	14
Coéfficient K_2	1.00	0.96	0.93	0.88	0.75	0.67	0.57

TAB. N°7 : Dispositifs de protection solaire "C".

Dispositifs de protection solaire	Couleurs	Coéfficient "C"
Jalousies intérieures	Couleurs sombres	0.76
	Couleurs claires	0.56
Jalousies extérieures	-	0.14
Rideaux intérieures	Couleurs sombres	0.66
	Couleurs claires	0.56
Stores intérieures	Couleurs sombres	0.41
	Couleurs claires	0.81
Vitragess sans dispositifs de protection solaire	-	1.00

TAB. N°8 : Facteur d'absorption "A".

Nature du Matériau	Facteur d'absorption
Carton bitumé	0.90
sable	0.70
Carrelage clair	0.30
Brique rouge	0.85
Pierre calcaire blanche	0.60
Granit poli	0.45
Acier poli	0.06
Tôle oxydée	0.80
Tôle rugueuse	0.94
Cuivre poli	0.04
Aluminium poli	0.04
Maçonnerie de teinte claire	0.50
Maçonnerie de teinte moyenne	0.70
Maçonnerie de teinte sombre	0.90
Peinture blanche	0.50
Peinture claire	0.60
Peinture sombre	0.90
Peinture d'aluminium	0.60
Noir mat	1.00

TAB. N°9 : Dégagement de chaleur et de vapeur d'eau du corps humain.

Température [°c]		18	20	22	24	26	28
Personne physiquement inactive	Q_S [kcal/h.personne]	80	75	65	60	55	45
	Q_L [kcal/h.personne]	20	25	35	40	45	55
	W[g/h.personne]	35	40	60	65	75	90
Activité modérée employer de bureau, vendeur...etc	Q_S [kcal/h.personne]	95	85	70	60	55	45
	Q_L [kcal/h.personne]	45	55	70	80	85	95
	W[g/h.personne]	75	90	115	135	140	160
Travail moyen mécanicien, serveur etc	Q_S [kcal/h.personne]	125	115	105	90	75	55
	Q_L [kcal/h.personne]	115	125	135	150	165	180
	W[g/h.personne]	190	210	210	250	275	300

TAB. N°10 : Majoration Z_D.

Mode d'exploitation	Coéfficient D	0.1 à 0.29	0.30 à 0.69	0.70 à 1.49	1.5
I	Exploitation réduite	7	7	7	7
II	Interruption de 9 à 12h de durée	20	15	15	15
III	Interruption de 12 à 16h de durée	20	25	20	15

TAB. N°11 : Majoration Z_H.

Orientation	S	SO	O	NO	N	NE	E	SE
Majoration Z_H	-5	-5	0	+5	+5	+5	0	-5

TAB. N°12 : Perméabilité des joints a

Fenêtres bois et en matière synthétique	Fenêtres simples	3.0
	Fenêtres composées	2.5
	Fenêtres doubles	2
Fenêtres en acier et Fenêtres métalliques	Fenêtres simples	1.5
	Fenêtres composées	1.5
	Fenêtres doubles et Fenêtres simples avec étanchéité garantie	1.2
Portes intérieures	Non étanches (sans seuil)	40
	Etanches (avec seuil)	15
Portes extérieures	Comme les Fenêtres	-

TAB. N°13 : Caractéristique de local "R".

Rapport de surface	**Fenêtres en bois ou en matière synthétique**		**Fenêtres en acier et Fenêtres métalliques**		**Caractéristique de la maison**
	Portes intérieures		**Portes intérieures**		
	étanches	**Non étanches**	**étanches**	**Non étanches**	
S_F/S_P	< 1.5	< 3	< 2.5	< 6	R = 0.9
S_F/S_P	1.5 à 3	3 à 9	2.5 à 6	6 à 20	R = 0.7

TAB. N°14 : Caractéristique de maison "H".

Région	**Site**	**Maison d'alignement**	**Maison individuelle**
Région normale	Site protégé	0.24	0.34
	Site découvert	0.41	0.58
	Site particulièrement découvert	0.60	0.84
Région a vents forts	Site protégé	0.41	0.58
	Site découvert	0.60	0.84
	Site exceptionnellement découvert	0.82	1.13

TAB. N°15 : Résistance de lame d'air.

Epaisseur de lame d'air (mm)	10	20	50	100	150
Résistance ($m^2h°c$ / kcal)	0.16	0.19	0.21	0.20	0.19

TAB. N°16 : Coéfficient de l'infiltration.

V (m^3)	<100	100-500	500-2000	2000-5000	>5000
r	0.75	0.6	0.4	0.2	0.1

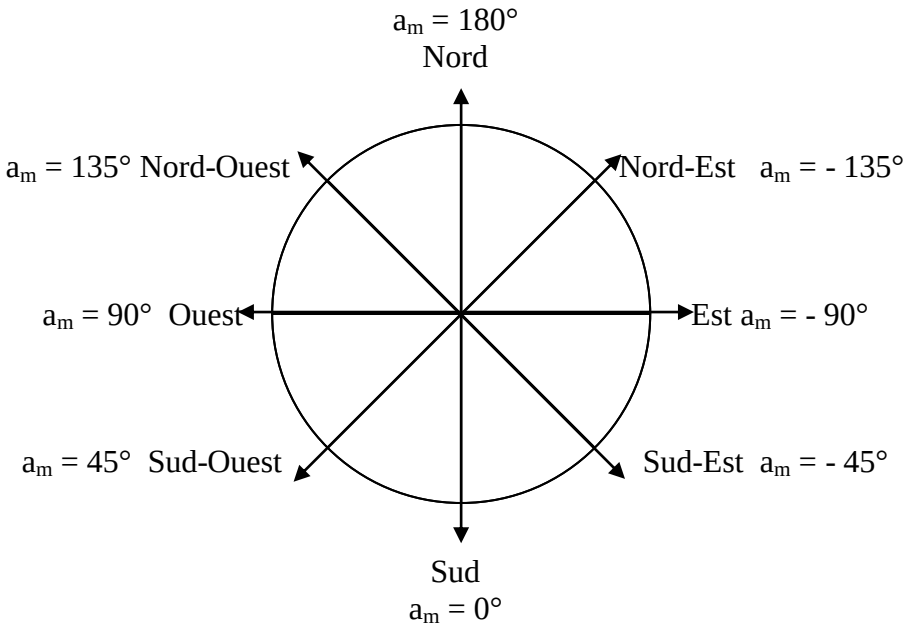
TAB. N°17 : Coéfficient de perte de charge singuliére ξ du diaphragme.

$(d_{éq}/D_{éq})^2$	0.05	0.1	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.4	0.45
ξ	1000	300	100	50	30	20	15	8	7
$(d_{éq}/D_{éq})^2$	0.5	0.55	0.6	0.65	0.7	0.75	0.80	0.85	0.9
ξ	4	3	2	1.5	1	0.7	0.4	0.25	0.15

TAB. N°18 : Caractéristiques de l'air.

T**empérature [°c]**	**Pression de saturation [pa]**	T**empérature [°c]**	**Pression de saturation [pa]**	T**empérature [°c]**	**Pression de saturation [pa]**
-2	517	9	1148	20	2337
-1	563	10	1227	21	2486
0	611	11	1312	22	2643
1	657	12	1402	23	2809
2	705	13	1497	24	2983
3	758	14	1598	25	3166
4	813	15	1704	26	3360
5	872	16	1817	27	3564
6	934	17	1937	28	3779
7	1001	18	2063	29	4004
8	1073	19	2197	30	4242

TAB. N°19 : EVOLUTION DE L'AZIMUT DU SOLEIL.



TAB. N°20 : Rayonnement solaire global corrigé.

H	I_{GC} Ouest [w/m²]	I_{GC}Nord [w/m²]	I_{GC} Est [w/m²]
6	364.38	159.64	-239.43
7	680.57	134.21	-510.47
8	783.93	69.53	-586.29
9	-574.89	-23.02	767.04
10	-406.51	-102.27	597.61
11	-164.81	-190.13	357.51
12	90.48	-209.82	90.48
13	357.51	-190.13	-174.81
14	597.61	-102.27	-406.51
15	767.04	-23.02	-574.89
16	860.61	69.53	-662.97
17	754.07	134.21	-583.97
18	422.13	159.64	-297.18
$\sum I_{GC}$	4522.12	-113.9	-2223.87
$I_m=\sum I_{GC}/N$	347.85	-8.76	-171.06
$\sum$Igc/n (kcal/hm²)	299.2	-7.53	-147.13

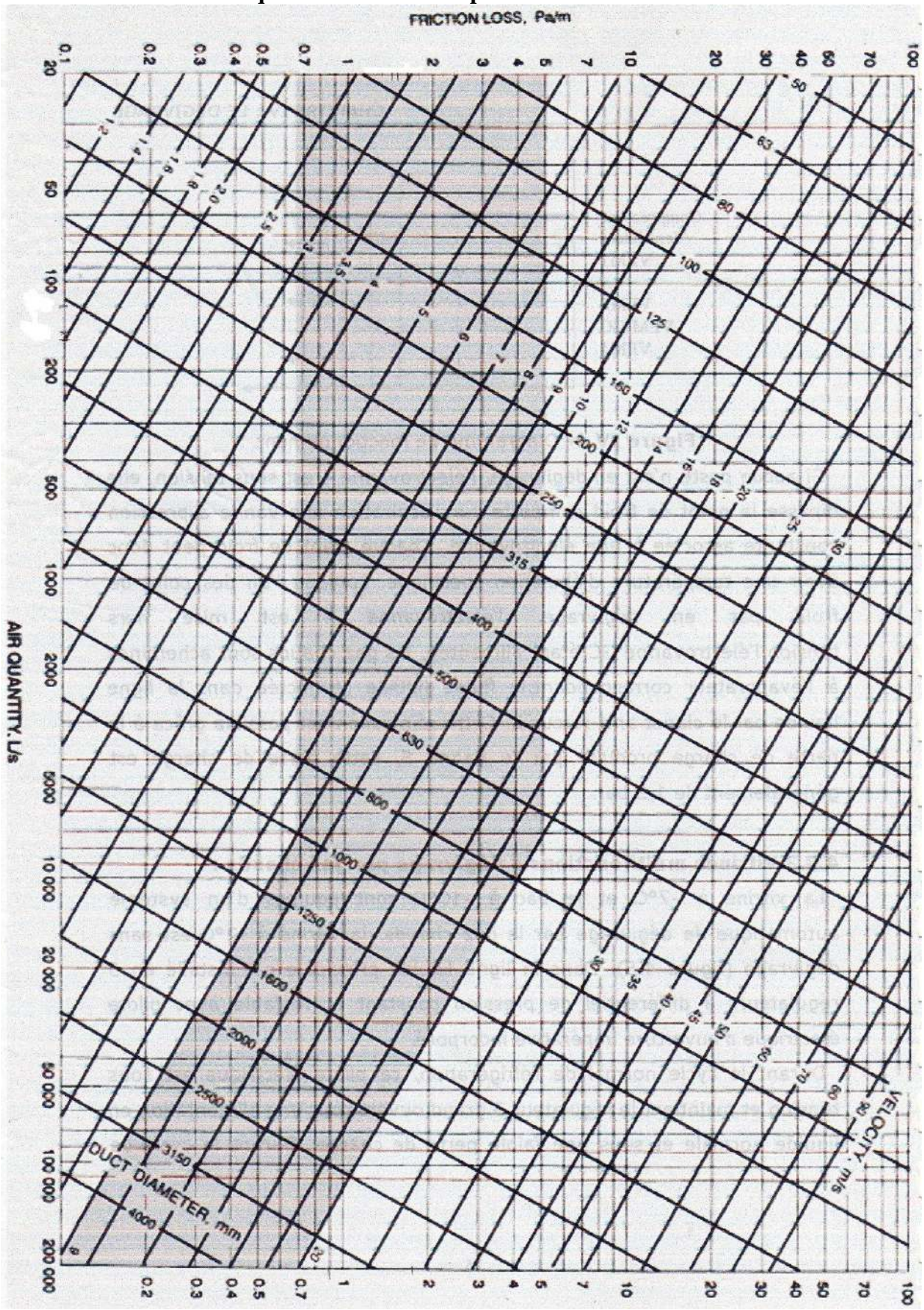
TAB. N°21: Correction en fonction de la menuiserie 'F'.

Coefficient de correction en fonction du type de Menuiserie	
Menuiserie Métallique	1
Menuiserie en Bois	0.85

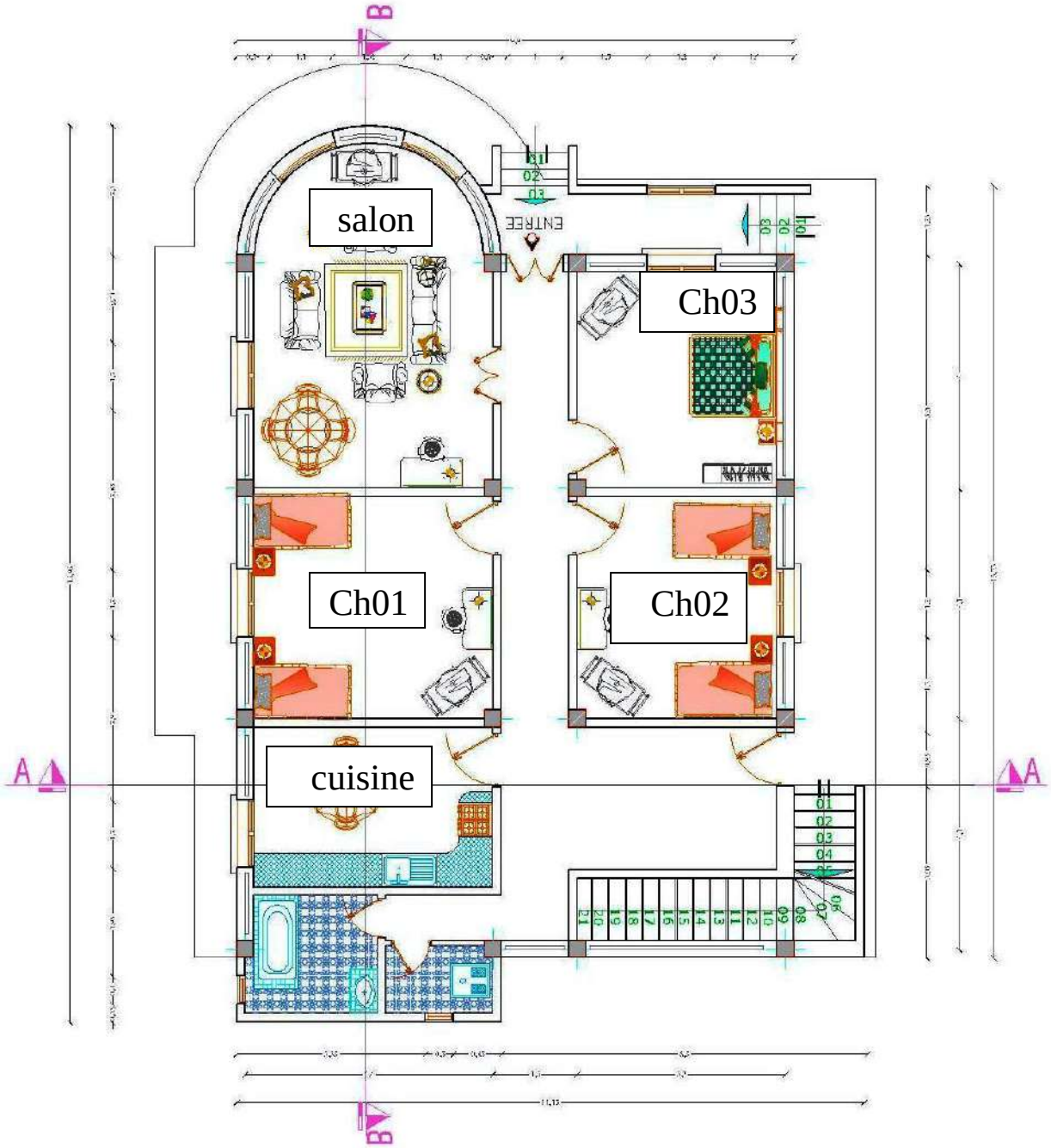
TAB. N°22: L'angle horaire qui dépend de l'heure solaire

heure	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
γ [°]	-90	-75	-60	-45	-30	-15	0	15	30	45	60	75	90

Abaque de RIETSCHEL pour déterminer R et ∅

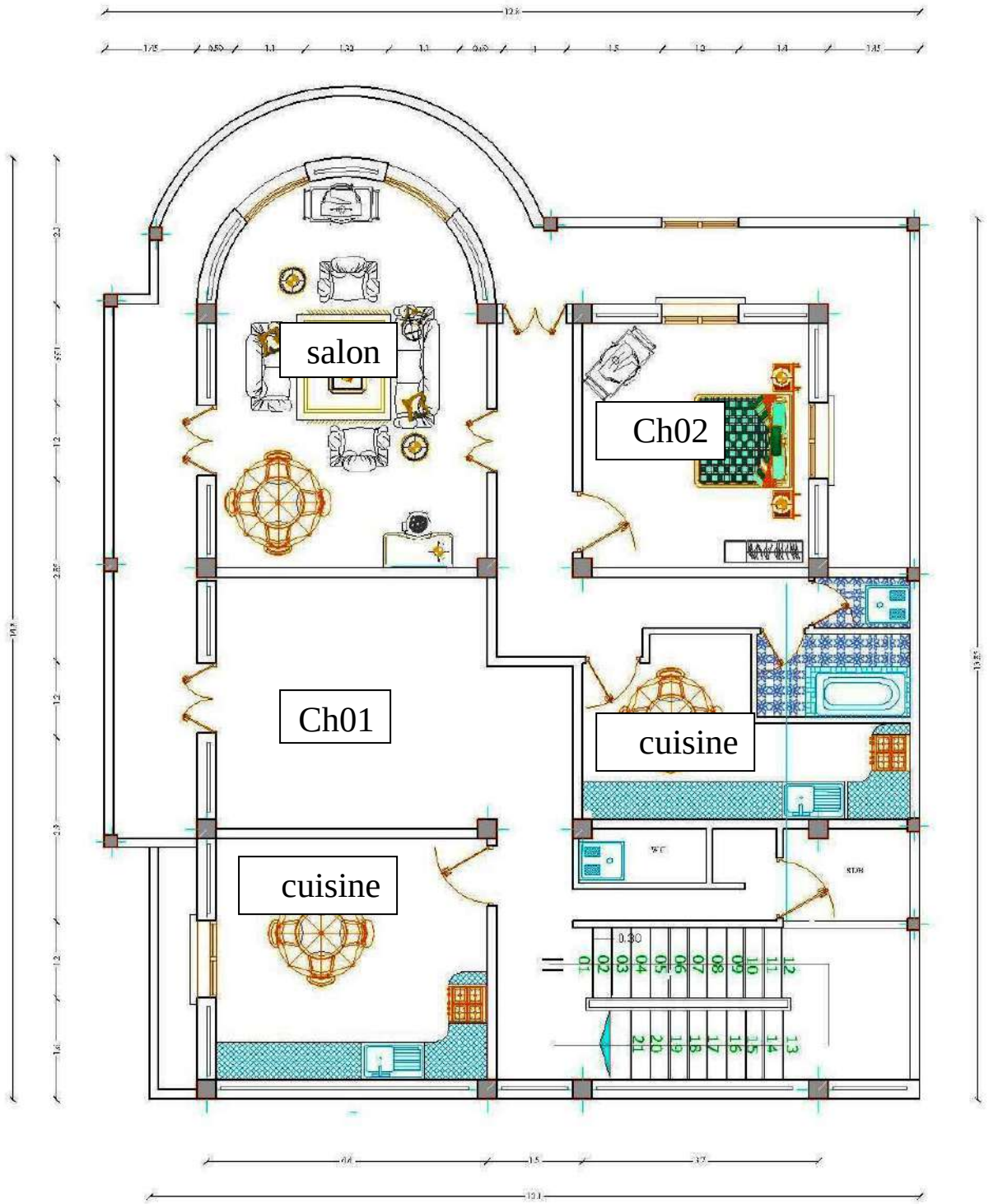


Plan d'architecture du RDC

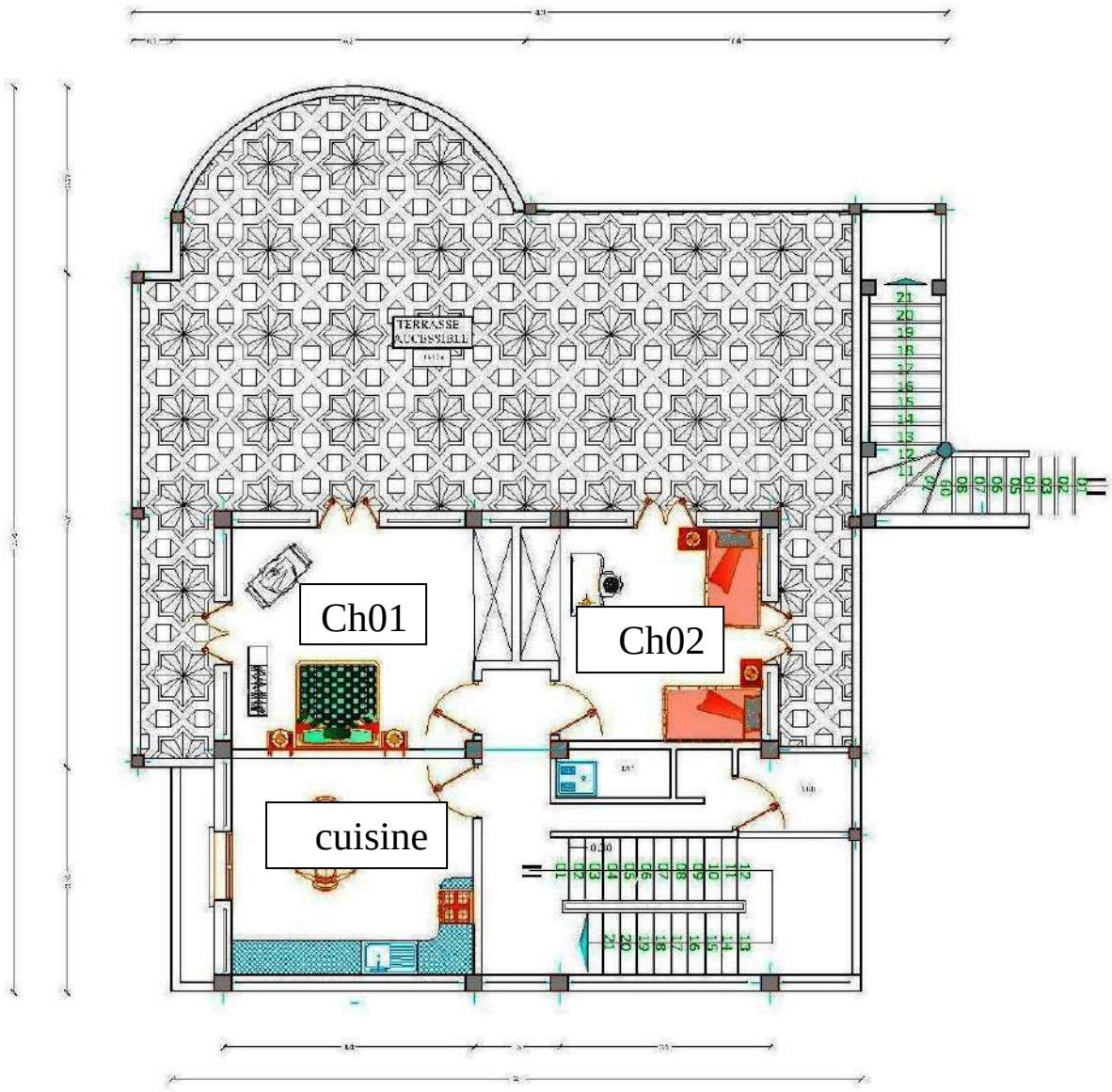


PLAN DE RDC

Plan d'architecture du 1er étage



Plan d'architecture du 2^{emme} étage



PLAN DU 2eme ETAGE

Plan d'architecture de façade principale



FAÇADE PRINCIPALE

Plan en 3D du projet (villa+puits canadien+réseau aéraulique)

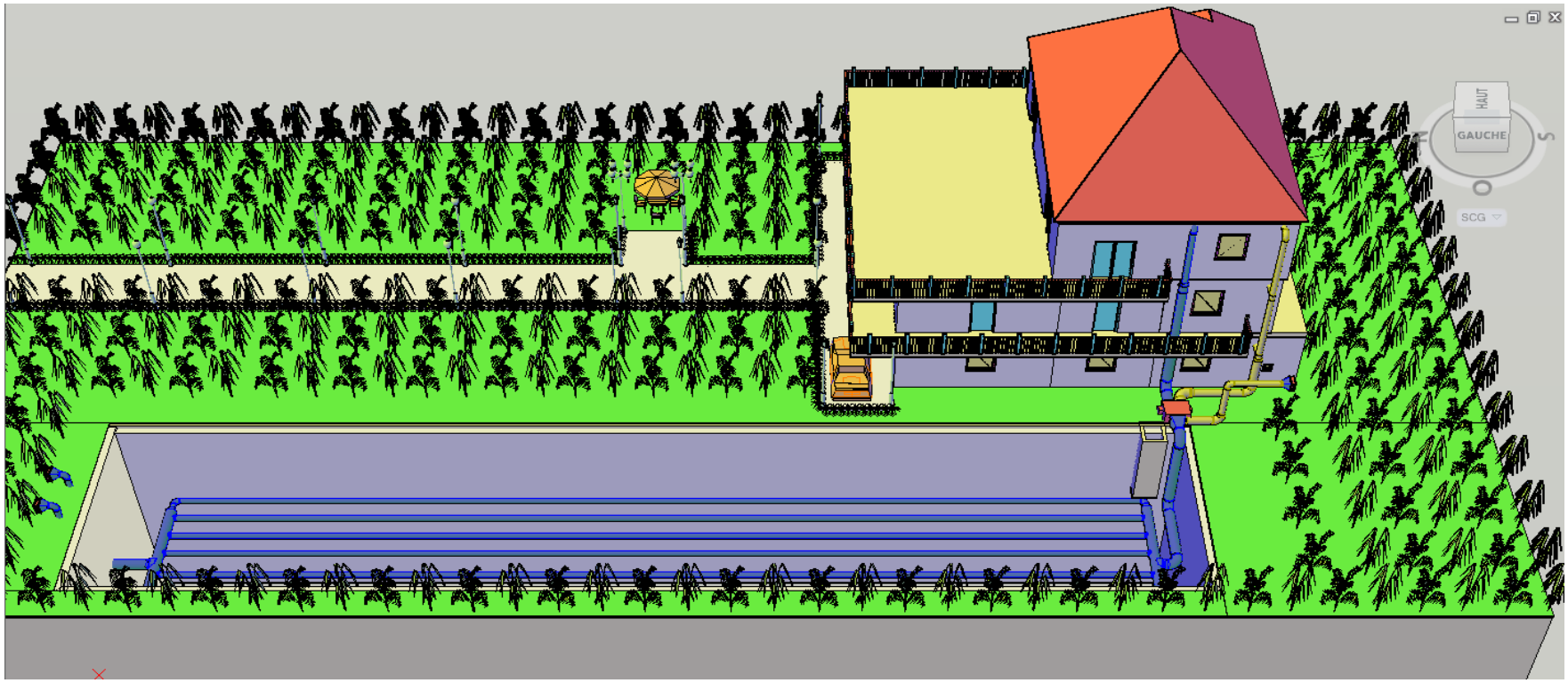
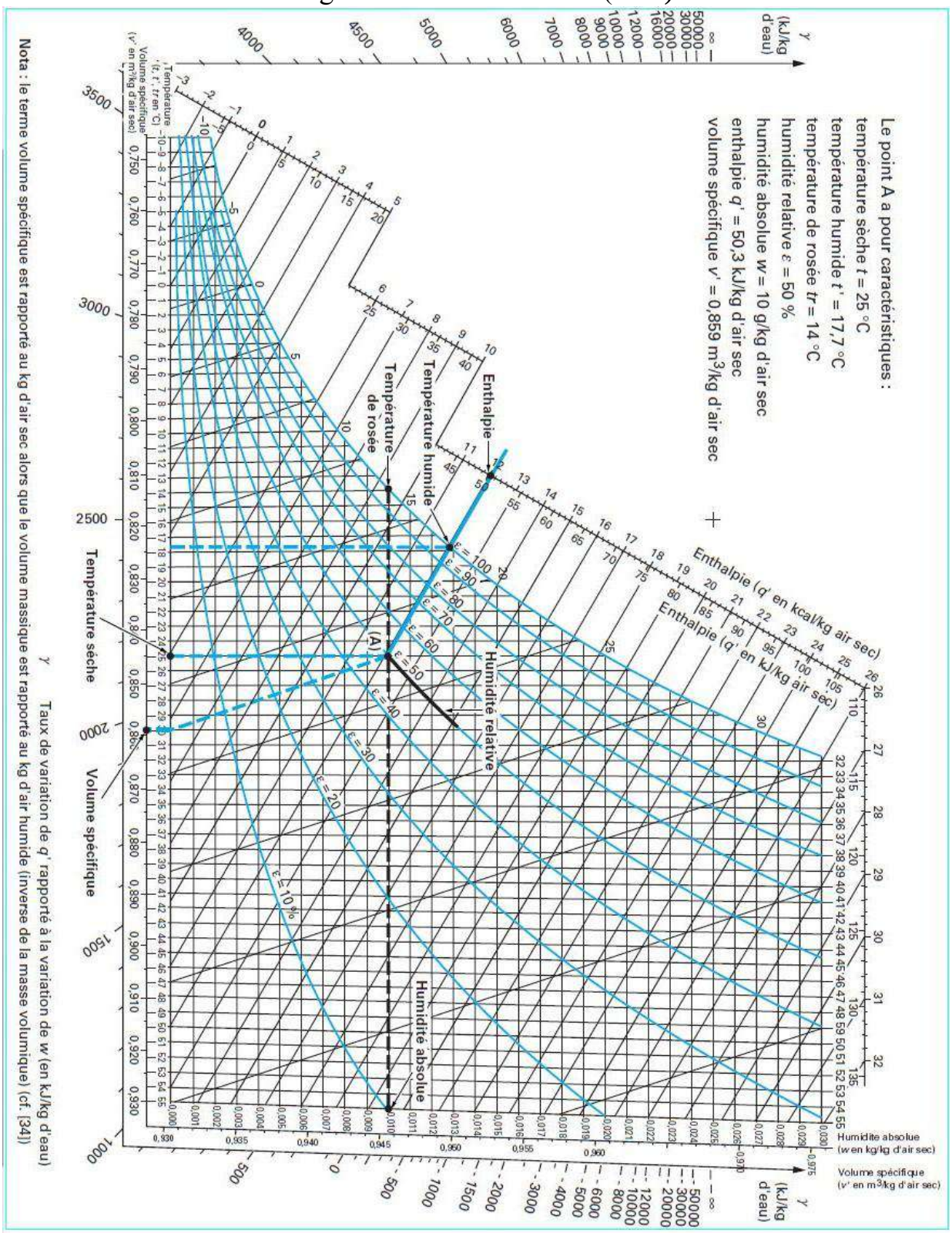
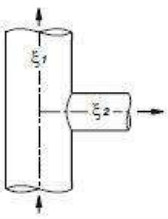


Diagramme de l'air humide (H-X)



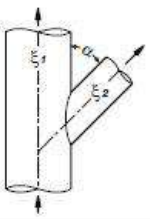
Conduites cylindriques – valeurs indicatives des coefficients ξ - dérivations et jonctions

Dérivation à 90°



$\xi_1 = 0,2$ $\xi_2 = 1,3$

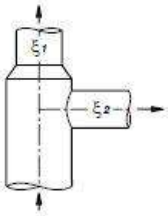
Dérivation à 30°, 45° et 60°



$\xi_1 = 0,2$

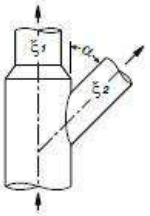
ξ_2		
α = 30°	α = 45°	α = 60°
0,4	0,7	0,9

Dérivation à 90° avec réduction



$\xi_1 = 0,4$ $\xi_2 = 1,3$

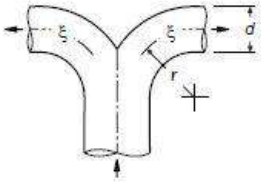
Dérivation 30°, 45° et 60° avec réduction



$\xi_1 = 0,4$

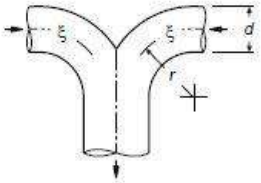
ξ_2		
α = 30°	α = 45°	α = 60°
0,4	0,7	0,9

Dérivation à double coude



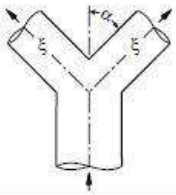
r/d	ξ
0,50	1,2
0,75	0,6
1,00	0,4
1,50	0,3
2,00	0,2

Jonction à double coude



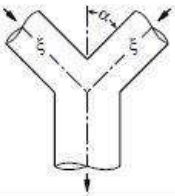
r/d	ξ
0,50	1,1
0,75	0,5
1,00	0,3
1,50	0,2
2,00	0,2

Dérivation en Y



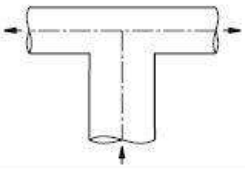
α	ξ
30°	0,3
45°	0,7
60°	1,0

Jonction en Y



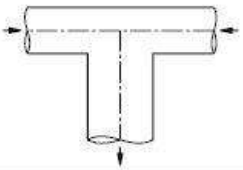
α	ξ
30°	0,3
45°	0,6
60°	0,9

Dérivation en T



$\xi_1 = 1,4$

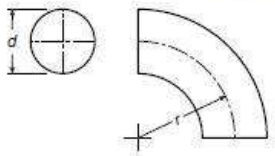
Jonction en T



$\xi_1 = 1,3$

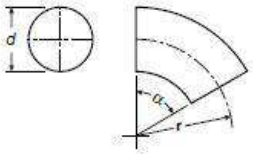
Conduites cylindriques – valeurs indicatives des coefficients ξ - coudes

Coude à 90°



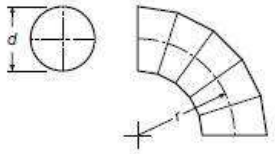
r/d	ξ
0,50	0,9
0,75	0,5
1,00	0,4
1,50	0,3
2,00	0,2

Coude à 30°, 45° et 60°



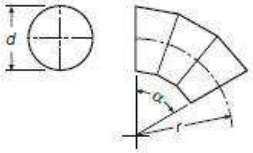
r/d	ξ		
	α = 30°	α = 45°	α = 60°
0,50	0,3	0,5	0,7
0,75	0,2	0,3	0,3
1,00	0,1	0,2	0,3
1,50	0,1	0,2	0,2
2,00	0,1	0,1	0,1

Coude 90° à secteurs



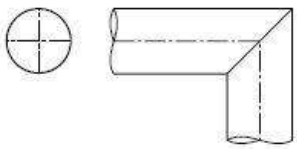
r/d	ξ
0,50	1,1
0,75	0,6
1,00	0,4
1,50	0,3
2,00	0,2

Coude 30°, 45° et 60° à secteurs



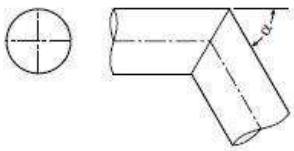
r/d	ξ		
	α = 30°	α = 45°	α = 60°
0,50	0,4	0,6	0,7
0,75	0,2	0,3	0,4
1,00	0,1	0,2	0,3
1,50	0,1	0,2	0,2
2,00	0,1	0,1	0,1

Coude 90° à angle vif



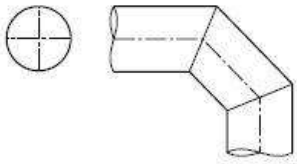
ξ = 1,4

Coude 30°, 45° et 60° à angle vif



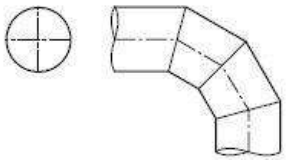
ξ		
α = 30°	α = 45°	α = 60°
0,4	0,7	1,0

Coude 90° à un segment



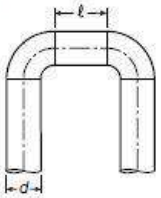
ξ = 1,3

Coude 90° à deux segments



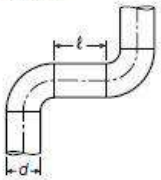
ξ = 1,2

Double coude



ℓ/d	ξ
< 1	4,0
1 ÷ 2	3,0
> 2	2,0

Double coude inversé



ℓ/d	ξ
< 1	3,5
1 ÷ 2	2,7
> 2	2,0

L'HOMME ET LA TEMPERATEURE

Notre logement est souvent synonyme de bien-être, il est aussi l'endroit où nous passons de longues heures. C'est aussi le lieu où se façonne en quelque sorte notre vie quotidienne. Cependant, trop souvent, nos maisons ont été et sont encore mal conçues, ce qui entraine une série de problèmes, tel que les courants d'air, la mauvaise ventilation et l'humidité qui sont des vices liés à une mauvaise conception. Le résultat de ces problèmes c'est des maisons pas saines, pas confortables et qui consomment beaucoup trop d'énergie. Et bien sur, qui dit consommation importante, dit aussi coûts prohibitifs puisqu'il faut payer toute cette énergie qui s'échappe par les portes, les fenêtres et le toit ! Le défi d'aujourd'hui est de construire des maisons qui satisfont à toutes les exigences techniques tout en étant plus confortables, plus saines, moins couteuses et moins consommatrices d'énergie.
L'être humain se sent bien entre 18 et 25 °C. Il dépense beaucoup d'énergie pour maintenir la température dans cette marge, sans toutefois toujours y parvenir. En hiver nous chauffons, en été nous climatisons ou nous rafraîchissons.

1.La température de confort

Plusieurs chercheurs se sont penchés sur la question et ont commencé à définir les notions de « température ressentie » et de « température de confort **»,** qui tiennent mieux compte de la réalité que la simple température indiquée par le thermomètre.
Le confort thermique dépend de six paramètres :

1- Le métabolisme, qui permet la production de chaleur interne au corps humain et le maintien de celui-ci autour de 36,7°C. Le métabolisme de travail correspondant à une activité particulière s'ajoute au métabolisme de base du corps au repos.
2- L'habillement, qui représente une résistance thermique aux échanges de chaleur entre la surface de la peau et l'environnement.
3- La température ambiante de l'air.
4- La température moyenne des parois.
5- L'humidité relative de l'air, exprimé en pourcentage, qui est le rapport entre la quantité d'eau contenue dans l'air (à la température Ta) et la quantité maximale d'eau contenue à la même température.
6- La vitesse de l'air, qui influence les échanges de chaleur par convection. Dans le bâtiment, les vitesses de l'air ne dépassent pas généralement 0.3 m/s.

2. La plage de confort (température-humidité)

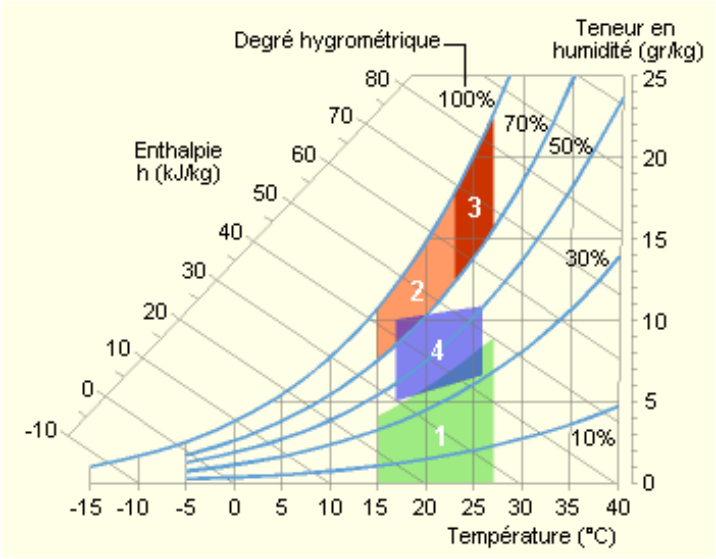


Figure A- Plage de confort température-humidité

1. Zone à éviter vis-à-vis des problèmes de sécheresse.
2. Zones à éviter vis-à-vis des développements de bactéries et de microchampignons.
3. Zone à éviter vis-à-vis des développements d'acariens.
4. Polygone de confort hygrothermique.

Pour un confort optimal et pour une température de l'air aux environs de 20°C, on peut dès lors recommandé que l'humidité relative soit gardée entre 40 et 65 %.

AutoCAD MEP

Définition :

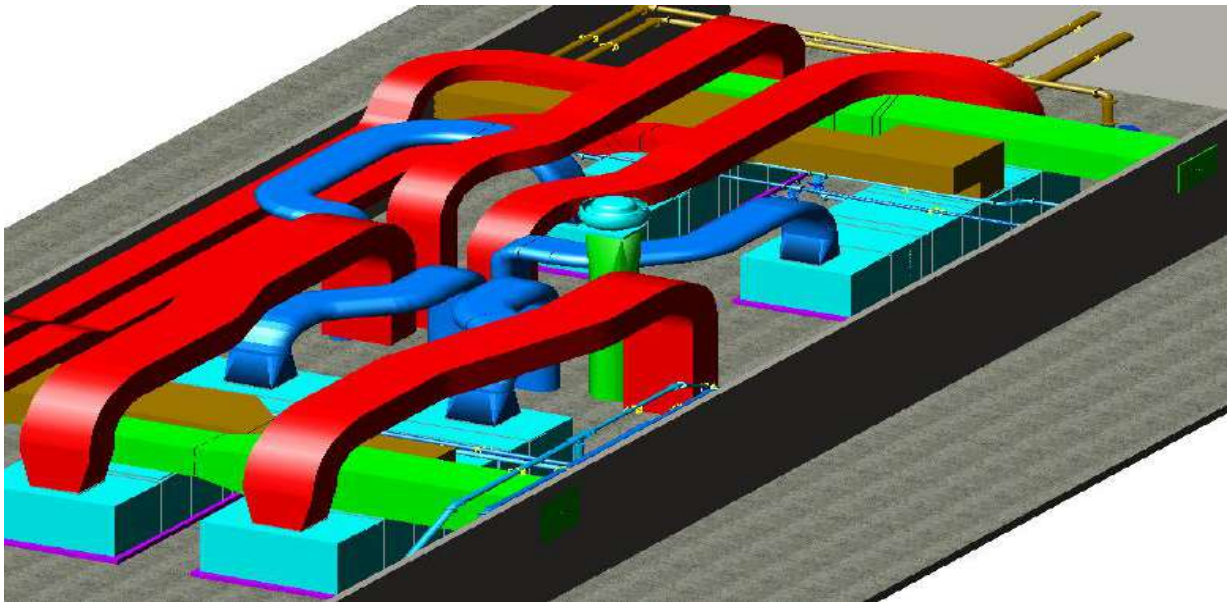
AutoCAD MEP est une solution de conception basée sur AutoCAD qui améliore les fonctionnalités de ce dernier en fournissant des outils spécialement conçus pour les ingénieurs, concepteurs et dessinateurs en génie mécanique, climatique et électrique (MEP). Cette section décrit diverses fonctions d'AutoCAD MEP dédiées à la conception de systèmes de construction et s'appuyant sur les fonctionnalités d'AutoCAD.

Exemple de conception mécanique d'après AutoCAD MEP 2010 :

-Procédure du système de chauffage, ventilation, climatisation

La méthode de conception de systèmes mécaniques commence par l'établissement des paramètres du projet. Les concepteurs de systèmes HVAC peuvent ensuite concevoir les systèmes de gaines et de tuyauterie nécessaires afin de créer, dimensionner et connecter les composants de chauffage et de refroidissement.

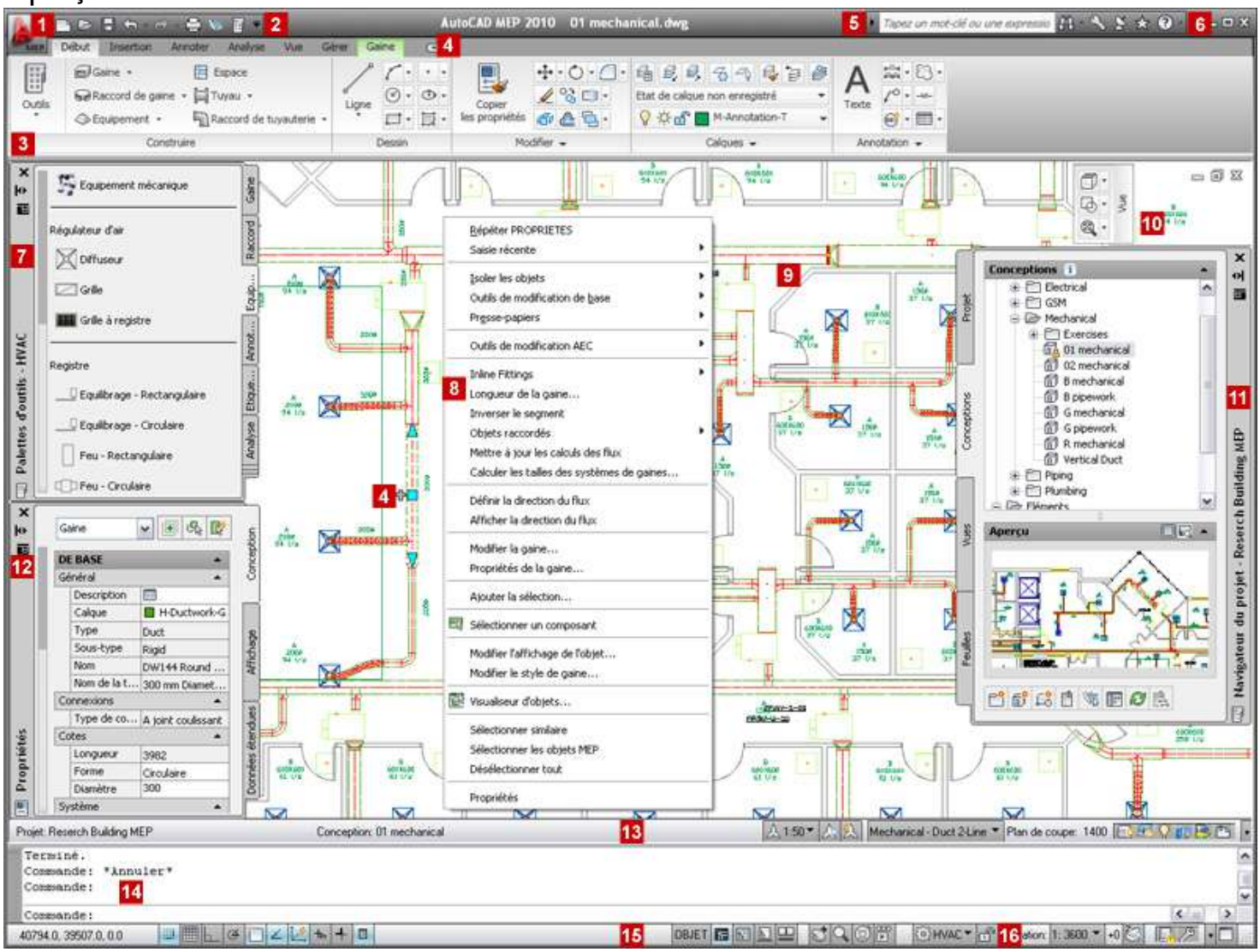
Exemple de systèmes mécaniques installés sur le toit :



Avant de commencer le dessin, vous pouvez déterminer les préférences de dessin et les définitions du système de chauffage, ventilation, climatisation correspondant à votre projet. Lorsque vous avez défini les systèmes sur le dessin, vous pouvez les attribuer à l'équipement et aux réseaux de gaines au fur et à mesure que vous dessinez et ajustez les réseaux.

AutoCAD® MEP 2010

Aperçu de l'interface utilisateur

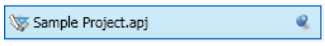


1 Menu de l'application



En plus des commandes de gestion de fichiers telles que Nouveau, Ouvrir, Enregistrer, Exporter et Fermer, le menu de l'application inclut une recherche par mots-clés pour trouver d'autres commandes dans l'application. Le menu de l'application répertorie également les documents récemment utilisés ainsi que les documents ouverts. La liste des documents récents inclut tous les types de fichiers pouvant être ouverts dans AutoCAD MEP (par exemple : DWG, DWT, APJ et DST). Sélectionner un projet dans la liste des documents récemment utilisés le définit comme projet actif.

Punaise du menu de l'application



Les punaises gardent les fichiers dans la liste des éléments récemment ouverts du menu de l'application. Dans le ruban, elles servent à garder les groupes de fonctions développés.

2 Barre d'outils d'accès rapide

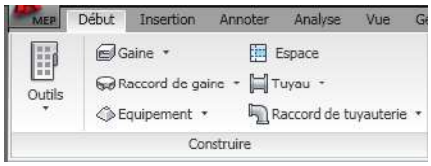


La barre d'outils d'accès rapide contient les options que vous utilisez le plus fréquemment. Vous pouvez la personnaliser en fonction de l'espace de travail ouvert : (HVAC, Tuyauterie, Equipement électrique, Plomberie, Schématique et Architecture). Elle inclut par défaut l'Explorateur de projets et la palette du navigateur du projet, qui vous permettent d'accéder rapidement aux projets et de gérer les dessins de projet en toute simplicité. Pour ajouter ou supprimer des commandes, cliquez sur la flèche vers le bas et choisissez Personnaliser la barre d'outils d'accès rapide ou copiez la commande depuis le ruban.

Aperçu de l'interface utilisateur

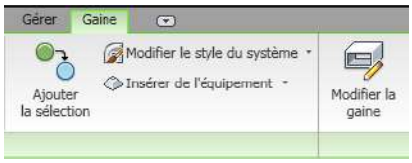
AutoCAD MEP 2010

3 Ruban



Le ruban centralise l'accès aux commandes que vous utilisez dans le dessin et les projets en cours. Ses onglets et ses groupes de fonctions permettent d'atteindre facilement les commandes. Chaque onglet contient au moins 2 groupes de fonctions qui contiennent eux-mêmes une variété de commandes. Certains groupes peuvent être étendus et fournir des commandes supplémentaires.

4 Onglet contextuel



Lorsque vous sélectionnez des objets dans la zone de dessin, le ruban affiche l'onglet contextuel qui ne contient que les commandes relatives à votre sélection.

5 InfoCenter



Les outils InfoCenter génèrent des liens vous indiquant comment créer des notifications et des mises à jour automatiques, ainsi que des règles d'accès pour les groupes d'utilisateurs. Saisissez un mot-clé pour afficher une liste de liens renvoyant aux ressources de formation correspondantes.

6 Menu d'aide



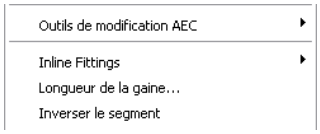
Cliquez sur le point d'interrogation pour ouvrir les fichiers d'aide. Cliquer sur la flèche vers le bas pour afficher un menu de choix supplémentaires.

7 Palettes d'outils



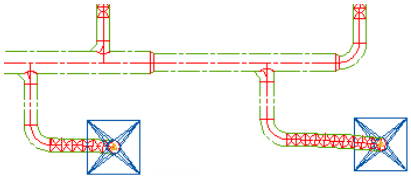
Les palettes d'outils contiennent des outils permettant de créer des types spécifiques de gaines, de tuyaux et de tableaux électriques, mais aussi de contenu tel que des étiquettes et des nomenclatures. Les groupes de palettes d'outils par défaut sont spécifiques à chaque discipline (HVAC, Tuyauterie, Equipement électrique, Plomberie, Schématique et Architecture). Une palette du projet contenant les outils spécifiques au projet est également à votre disposition. Les palettes et outils sont personnalisables.

8 Menu contextuel



En cas de sélection d'objets, un clic avec le bouton droit de la souris permet d'afficher un menu de commandes d'édition spécifiques au jeu de sélection actuel. Par exemple, un clic droit sur une gaine permet de la modifier ou de définir la direction du flux au sein de celle-ci.

9 Zone de dessin



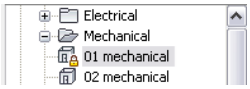
La zone de dessin correspond à la zone dans laquelle vous créez les objets. Les objets s'affichent souvent sous la forme d'une vue de dessus. Vous pouvez modifier l'orientation de la vue pour voir les objets constitués de composants 2D et 3D.

10 Groupe de fonctions Navigation et affichage



Le groupe de fonctions Navigation et affichage contient des boutons et des commandes utilisés dans les vues 2D et 3D.

11 Palette du navigateur du projet

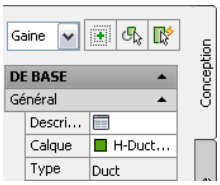


La palette du navigateur du projet répertorie tous les dessins du projet. Cliquez sur les icônes de cette palette pour ouvrir, fermer, copier, déplacer ou prévisualiser un dessin. Vous travaillez avec les dessins d'un seul projet actif.

Aperçu de l'interface utilisateur

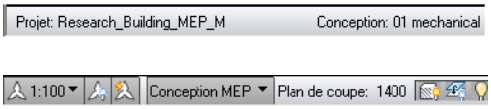
AutoCAD MEP 2010

12 Palette des propriétés



La palette des propriétés permet de spécifier les valeurs des objets lors de leur création ou de modifier les valeurs d'objets sélectionnés.

13 Barre d'état de la fenêtre de dessin



La barre d'état de la fenêtre de dessin s'affiche et permet de spécifier des informations spécifiques au dessin, telles que l'échelle d'annotation, la configuration d'affichage et la hauteur du plan de coupe. D'autres options vous permettent de contrôler l'affichage des hachures de surface, de remplacer des identificateurs de calques, d'isoler ou de masquer des objets, d'appliquer des normes du projet, de vérifier si le dessin est approuvé par Autodesk et de gérer les références externes. Le nom du projet s'affiche dans la barre d'état du dessin si celui-ci est associé à un projet.

14 Fenêtre de commande



La fenêtre de commande affiche les invites de commande consécutives aux saisies de commandes et aux sélections d'options.

15 Barre d'état de l'application



La barre d'état de l'application affichage les coordonnées du curseur et fournit des outils de navigation dans votre dessin. Elle contient également des paramètres modifiables d'aide au dessin tels que l'accrochage aux objets destinés à améliorer la précision des liaisons. D'autres options vous permettent de basculer entre les espaces objet et papier, de basculer entre les dessins ouverts, d'ajouter des déplacements et des transitions à une vue enregistrée et d'agrandir la zone de dessin tout en réduisant les composants de l'interface. Le menu déroulant de la barre d'état de l'application, situé à l'extrême droite, vous permet de choisir les options et paramètres à afficher.

16 Passage d'un espace de travail à un autre



Cette barre d'outils vous permet de sélectionner l'espace de travail contenant les menus, barres d'outils et palettes spécifiques d'une discipline particulière. Les espaces de travail par défaut sont les suivants : HVAC, Tuyauterie, Equipement électrique, Plomberie, Schématique et Architecture.

BIBLIOGRAPHIE

BIBLIOGRAPHIE

[1] **B. HERZOG** « Le puits canadien » édition EYROLLES, 2010.

[2] **A. THIEBAUT** « Le puits canadien et le puits provençal » édition S.A.E.P.

[3] **F. LOYAU** « Puits canadien et ventilation basse énergie » L'Inédite, 2009.

[4] **S.T.M. de MEDEA**, «Données climatiques : Ville de Médéa de 2006 à 2010» 2011.

[5] **J. FOURIER** «Théorie analytique de la chaleur » édition J. GABAY, 1988.

[6] **H. RIETSCHEL** « Traité de chauffage et de climatisation tome 2» édition DUNOD 1974.

[7] **D. AMITRANO** « Eléments de dimensionnement d'un échangeur air/sol »,2006.

[8] **J.HEINTZ** « Les puits canadiens/provençaux » CETIAT 2008.

[9] **RECKNAGEL**, « Manuel pratique du génie climatique »3^{éme} édition PYC LIVRES, 1981.

[10] **L. SCHRIVER-MAZZUOLI** «La pollution de l'air intérieur » édition Dunod, Paris, 2009.

[11] **F. BLASINGER- FULDA** « Initiation à la régulation » 2004.

[12] **R. MEIERHANS, U STEINEMANN** « Installations de ventilation énergétiquement performantes » Office fédéral des questions conjoncturelles 1994.

[13] **T. SALOMON, R. MIKOLASEK, B. PEUPORTIER, S. THIERS, Y. JAUTARD ET A. TROMBE** « Dimensionnement du puits climatique » Ademe 2003.

[14] **P.DE HAUT** « Chauffage, isolation et ventilation écologiques » édition EYROLLES 2007.

[15] WWW.AUTODESK.COM.