

3/91

وزارة الجامعات
Ministère aux Universités

2ex

المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

DIMENSIONNEMENT D'UNE INSTALLATION
DE TRAITEMENT DE L'AIR
POUR DES LOCAUX ADMINISTRATIFS

4 PLANCHES

Proposé par :

Etudié par :

Dirigé par :

Mr. N. YOUNSI

Mr. M. AOUNE-SEGHIR

Mr. N. YOUNSI

PROMOTION

JUIN 1991

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

فِي رَأْسِ الْأَمْرِ وَالْمَنْعَةِ وَالْمَعِيَّةِ

وَالْمَنْعَةِ

لِلَّهِ رَبِّ الْعَالَمِينَ

صَلَّى عَلَى النَّبِيِّ الْعَظِيمِ

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DELEGUE AUX UNIVERSITES

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

DIMENSIONNEMENT D'UNE INSTALLATION DE TRAITEMENT
DE L'AIR POUR DES LOCAUX ADMINISTRATIFS

PROPOSE PAR :

ETUDIE PAR

DIRIGE PAR

M. N. Younsi

M. R. Aoune-seghir

M. N. Younsi


PROMOTION JUIN 1991

AOUNE-SEGHIR RABAH
DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE
PROMOTEUR : N.YOUNSI

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

ملخص

الهدف من هذه الأطروحة هو تقييم ابعاد محطة معالجة الهواء من اجل تسخين و تكييف مبنى يستخدم لأغراض إدارية، كل طابق له محطة تحكم مركزي خاصة به لتنظيم الحرارة و الرطوبة.

RESUME

Ce projet consiste à dimensionner une installation de traitement d'air pour le chauffage et la climatisation d'un bâtiment à usage de bureaux.

Chaque étage disposera de sa propre centrale avec un système automatique de régulation de température et d'humidité.

SUMMARY

This design consist in valuating (calculating) the setting of air operating for heating and cooling a five store office building.

Every store will be equipped with its own central heating and heating and automatic temperature and dampness system control.

بسم الله الرحمان الرحيم

الحمد لله الذي هدانا لهذا وما كنا
لنهدتي لولى ان هدانا الله.

الهم تقبل منا اعمالنا و اجعلها
خالصة لوجهك الكريم و وفقنا
للعمل بها في مرضاتك.

اللهم انفعنا بما علمتنا و علمنا ما
ينفعنا و زدنا علما.

DEDICACES

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

A mes très chers parents

A mon frère et à mes soeurs

A ma famille

A mes amis

je dédie ce mémoire

Aoune-seghir Rabah

REMERCIEMENTS

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

Je tiens à adresser ma profonde reconnaissance à M. Younsi pour ses conseils et son suivi durant toute la période de préparation de mon projet.

Je remercie tous les enseignants de l'E.N.P. qui ont contribué à ma formation, notamment :

M^{me} Moussaoui

M. Gahmouss

M. Ksiazek

Je remercie également MERZAK dont l'aide m'a été précieuse pour la réalisation de mon mémoire; ainsi que Koudil et FETH-EDDINE.

Je tiens enfin à exprimer ma profonde gratitude à tous ceux qui de près ou de loin ont contribué à l'élaboration de cette thèse.

SOMMAIRE

CHAPITRE 1 INTRODUCTION

1.1. Généralités.....	1
1.2. Zone de confort.....	1
1.3. Notion de transfert thermique.....	2
1.3.1. Conduction.....	3
1.3.2. Convection.....	3
1.3.3. Rayonnement.....	4
1.4. Equation fondamentale de transmission de chaleur.....	4
1.5. Données de bases.....	6
1.5.1. Situation géographique.....	6
1.5.2. Conditions extérieures.....	6
1.5.3. Conditions intérieures.....	7

CHAPITRE 2 BILANS THERMIQUES

2.1. Généralités.....	8
2.2. Besoins calorifiques.....	8
2.2.1. Besoins calorifiques par transmission.....	9

2.2.2. Besoins calorifiques pour pertes par ventilations.....	10
2.2.3. Besoins calorifiques d'un local.....	11
2.3. Coefficient K des parois d'un local.....	11
2.3.1. Murs intérieurs.....	11
2.3.2. Murs extérieurs.....	12
2.3.3. Terrasse.....	13
2.3.4. Plafond et plancher intérieur.....	13
2.3.5. Portes et fenêtres.....	14
2.4. Besoins frigorifiques.....	23
2.4.1. Charge frigorifique intérieure.....	23
2.4.1.1. Chaleur dégagée par les occupants.....	24
2.4.1.2. Chaleur dégagée par les appareils divers....	24
2.4.1.3. Chaleur dégagée par l'éclairage.....	25
2.4.2. Charge frigorifique extérieure.....	27
2.4.2.1. Gains de chaleur à travers les surfaces vitrées.....	27
2.4.2.1.1. Gains de chaleur par transmission...	27
2.4.2.1.2. Gains de chaleur par rayonnement....	27
2.4.2.2. Gains de chaleur à travers les parois non vitrées.....	30

2.4.3. Détermination de l'heure de pointe.....31

CHAPITRE 3 DEBITS D'AIR

3.1. Généralités.....43

3.2. Choix de l'installation.....43

 3.2.1. Les installations individuelles.....44

 3.2.2. Les installations centrales.....44

3.3. Détermination du point de soufflage été et des débits.....45

3.4. Détermination du point de soufflage hiver.....51

CHAPITRE 4 CENTRALE DE CLIMATISATION

4.1. Généralités.....55

 4.1.1. Ventilateur.....55

 4.1.2. Filtre.....56

 4.1.3. Batterie de chauffe.....56

 4.1.4. Batterie de refroidissement.....56

 4.1.5. Humidificateur.....57

4.2. Pompe à chaleur.....57

 4.2.1. Principe de la pompe à chaleur.....58

 4.2.2. Composants et fonctionnement d'une pompe à chaleur.....58

 4.2.3. Schéma d'une pompe à chaleur.....59

4.3.Fonctionnement de la centrale.....	60
4.3.1.Fonctionnement en été.....	61
4.3.1.1.Traitement de l'air.....	62
4.3.1.2.Dimensionnement de l'évaporateur.....	63
4.3.1.3.Dimensionnement du rechauffeur.....	64
4.3.2.Fonctionnement en hiver.....	65
4.3.2.1.Traitement de l'air.....	66
4.3.2.2.Dimensionnement du condenseur.....	67

CHAPITRE 5 CALCUL DU RESEAU DE GAINES

5.1.Généralités.....	69
5.2.Choix des vitesses de circulation.....	69
5.3.Dimensions des gaines.....	70
5.4.Calcul des pertes de charges.....	70
5.4.1.Pertes de charges lineaires.....	70
5.4.2.Pertes de charges singuleres.....	71
5.4.3.Pertes de charges totales.....	72
5.5.Réseau de soufflage.....	72
5.5.1.Détermination du réseau de présentant la plus grande perte de charge.....	84
5.6.Réseau d'extraction.....	84

5.6.1. Détermination du réseau présentant la plus grande perte de charge.....	84
5.7.. Puissance des ventilateurs.....	85
5.7.1. Ventilateur de soufflage.....	85
5.7.2. Ventilateur d'extraction.....	87

CHAPITRE 6 REGULATION

6.1. Généralités.....	90
6.2. Principe de régulation.....	90
6.3. Schema de régulation.....	91

CONCLUSION

LISTE DES SYMBOLES

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
 BIBLIOTHEQUE — المكتبة
 Ecole Nationale Polytechnique

ALPHABET (MAJUSCULE)

C_A	Coefficient d'amortissement des gains dûs à l'éclairage..	
C_{AO}	Coefficient d'amortissement des gains à travers une surface vitrée ensoleillée.	
C_{AS}	Coefficient d'amortissement des gains à travers une surface vitrée à l'ombre.	
D	Coefficient global de transmission.	
$F_{i,j}$	facteur de forme.	
H	Caractéristique d'immeuble.	
I_{dif}	Valeur maximale du rayonnement diffus	[W/m ²]
I_{max}	Valeur maximale du rayonnement total	[W/m ²]
K	Coefficient de transmission	[W/m ² ·C]
L_S	Débit massique	[kg/h]
M	Quantité d'eau dégagée	[kg/h]
P	Puissance	[W]
Q	Flux de chaleur	[W]
Q_{ap}	Chaleur dégagée par les appareils	[W]
Q_{ec}	Chaleur dégagée par l'éclairage	[W]
Q_F	Charge frigorifique du local	[W]
Q_L	Besoin calorifique par perte par ventilation	[W]
Q_o	Gain de chaleur par transmission	[W]
Q_{oc}	Chaleur dégagée par les occupants	[W]

Q_R :	Gain de chaleur par rayonnement	
Q_T :	Besoin calorifique par transmission	[W]
R :	Caracteristique du local	
R_l :	Résistance thermique	[m ² ·C/W]
R_p :	Perte de charge linéaire	[mm ce]
S :	Surface	[m ²]
S_1 :	Surface vitrée ensoleillée	[m ²]
S_o :	Surface vitrée à l'ombre	[m ²]
S_{pl} :	Surface du plancher	[m ²]
W :	Vitesse d'écoulement	[m/s]
V :	Pertes de charge totales	[mm ce]
Z :	Perte de charge singulière	[mm ce]
Z_a :	Majoration pour compensation des surfaces extérieures froides.	
Z_E :	Majoration pour fenêtre d'angle.	
Z_h :	Majoration pour orientation.	
Z_u :	Majoration pour interruption d'exploitation du chauffage.	

ALPHABET (MINUSCULE)

d_g :	Diamètre équivalent	[m]
e :	Epaisseur	[m]
h :	Enthalpie	[kcal/kg]
l :	longueur	[m]
q_o :	Perte par transmission	[W]
t :	Température	[°C]
x :	Teneur en eau	[kg d'eau/kg d'air sec]

ALPHABET GRECQUE

α :	Coefficient de convection	$[W/m^2 \cdot C]$
β :	angle	$[^\circ]$
Δt :	Différence de température	$[^\circ C]$
ε :	Emissivité	
η_v :	Rendement du ventilateur	
λ :	Conductibilité thermique	$[W/m \cdot C]$
ξ :	Coefficient de resistance singulière	
ρ :	Masse volumique	$[kg/m^3]$
σ :	Constante de STEPHAN-BOLTZMAN	$[W/m^2 \cdot K^4]$
τ :	Coefficient de frottement de la conduite	
φ :	Humidité relative	$[\%]$

Chapitre I

INTRODUCTION

1.1. GENERALITES

De part sa nature, l'homme a constamment besoin de vivre dans un certain climat correspondant à son bien-être. Mais la nature ne lui fournit pas toujours le confort espéré; et c'est donc de cette nécessité qu'est née une technologie moderne de climat artificiel et qu'on appelle "climatisation".

Le "LAROUSSE" définit le mot climatisation comme l'ensemble des moyens permettant de maintenir l'atmosphère d'un endroit clos à une pression, à un degré d'humidité et à une température donnés. Pour compléter cette définition, nous ajouterons que l'air doit être purifié et donc, débarrassé des impuretés, odeurs et bactéries.

1.2. ZONE DE CONFORT

La zone de confort a été définie par l'"American Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers" comme l'ambiance thermique qui procure à un sujet la satisfaction au plan thermique, c'est à dire que sur la base d'une échelle évaluative d'impressions effectives allant de désagréable à agréable, en passant par une impression d'indifférence (ni agréable ni

désagréable), les conditions de confort thermique correspondent à l'ensemble des situations pour lesquelles un sujet n'exprime pas d'impression de désagrément.

La sensation de chaleur et de froid à l'intérieur d'un local dépend notamment des composantes suivantes :

- La température de l'air et sa répartition dans le temps et dans l'espace dans la zone de séjour.
- La température moyenne des parois du local et l'angle solide sous lequel l'occupant voit les divers surfaces à différentes températures.
- L'humidité relative de l'air du local.
- La direction de l'air dans la zone d'occupation .
- L'effort physique dépensé dans le travail.
- L'habillement.

Ces facteurs influencent le bien-être thermique, et peuvent être appelés composantes du climat au sens le plus étroit.

En ce qui concerne le bien-être thermique, on ne peut donner aucun standard ou valeur normalisée, car malgré des composantes de climat identiques, les besoins d'élimination de chaleur et de confort différent avec les individus. On peut donner comme raison : l'âge, le sexe, la constitution individuelle , l'état de santé, l'habillement...

1.3. NOTION DE TRANSFERT THERMIQUE

Le transfert de chaleur se fait naturellement entre deux

milieux à des températures différentes, de la plus haute à la plus basse au moyen de trois mécanismes différents :

1.3.1. LA CONDUCTION

Le transfert de chaleur s'effectue par contact direct entre les molécules d'un solide, sans déplacement de matière.

En régime permanent, le flux de chaleur transmis à travers une paroi plane est :

$$Q = \frac{\lambda}{e} \cdot S \cdot (t_1 - t_2) \quad [W]$$

où :

λ : Conductibilité thermique (W/m°C)

e : épaisseur de la paroi (m)

S : Surface frontale (m²)

t_1, t_2 : températures de part et d'autre de la paroi (°C)

1.3.2. LA CONVECTION

Le transfert de chaleur s'effectue par le mouvement des particules liquides ou gazeuses d'un corps, donc par déplacement de matière. Le flux de chaleur échangé par convection entre une paroi et un fluide environnant est :

$$Q = \sigma \cdot S \cdot (t_p - t_f) \quad [W]$$

où :

σ : Coefficient de convection (W/m²·°C)

S : Surface d'échange (m²)

t_p : Température de la paroi (°C)
 t_f : Température du fluide (°C)

1.3.3. LE RAYONNEMENT

le transfert de chaleur s'effectue entre deux corps à des températures différentes par ondes électromagnétiques, sans qu'ils ne soient en contact, ou qu'il y'ait déplacement de fluide entre eux.

Le flux de chaleur échangé entre deux plaques à des températures t_1 et t_2 , est donné par la relation de STEFAN-BOLTZMAN :

$$Q = \varepsilon_r \cdot S_1 \cdot F_{1,2} \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad [W]$$

où :

$$\varepsilon_r = \frac{1}{1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1} \quad \varepsilon_1 \text{ et } \varepsilon_2 : \text{émissivités des deux plaques}$$

S_1 : surface de la plaque 1 (m^2)

$F_{1,2}$: facteur de forme de 1 par rapport à 2.

σ : constante de STEFAN-BOLTZMAN $\sigma = 5.6699 \cdot 10^{-8} \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K}^4)$

1.4. EQUATION FONDAMENTALE DE TRANSMISSION DE CHALEUR

Le flux de chaleur échangé entre deux fluides de températures différentes, et traversant une paroi les séparant est donné par la relation :

$$Q = K.S.\Delta t \quad [W]$$

où :

S : surface d'échange de chaleur (m^2)

Δt : différence de température entre les deux fluides ($^{\circ}C$)

k : coefficient de transmission global ($W/m^2 \cdot C$)

pour un mur d'un local constitué de n couches, k est déduit par la formule :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\sigma_i} + \sum_{i=1}^n R_i + \frac{1}{\sigma_e} \quad [W]$$

ou :

σ_i, σ_e : Respectivement les coefficients de convection
intérieure et extérieure ($W/m^2 \cdot C$)

$R_i = \frac{e_i}{\lambda_i}$: résistance de la couche "i" ($m^2 \cdot C/W$)

Avec :

e_i : Epaisseur de la couche "i" (m)

λ_i : Coefficient de conductibilité de la couche ($W/m^2 \cdot C$)

Si l'une des couches est une lame d'air, la formule donnant le coefficient de transfert global sera :

$$\frac{1}{K'} = \frac{1}{K} + R_{air}$$

R_{air} : Résistance calorifique qui dépend de l'épaisseur de la
lame d'air ($m^2 \cdot C/W$).

Pour nos calculs, on retiendra les valeurs suivantes, établies d'après la norme DIN 4701 [1]

$$\begin{aligned}\sigma_l &= 7 \text{ kcal/h m}^2 \cdot \text{C} = 8.14 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C} \\ \sigma_e &= 20 \text{ kcal/h m}^2 \cdot \text{C} = 23.25 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}\end{aligned}$$

1.5. DONNEES DE BASE

Pour notre calcul, il nous a été nécessaire de connaître certaines données relatives au site. Ces dernières nous ont été fournies par l'Office Nationale de la Météorologie de DAR EL BEIDA .

1.5.1. SITUATION GEOGRAPHIQUE

Le bâtiment se trouve à ALGER (centre) N°16 rue Hassiba BEN BOUALI.

- Altitude 25m.
- Latitude 36°43 Nord.

1.5.2. CONDITIONS EXTERIEURES

Les conditions climatiques servant de base au calcul de notre installation sont :

ETE : température de base : $t_e = 35^\circ\text{C}$
 humidité relative : $\phi_e = 44 \%$

HIVER : température de base : $t_e = 6^\circ\text{C}$
 humidité relative : $\phi_e = 90 \%$

1.5.3. CONDITIONS INTERIEURES

L'installation de climatisation sera dimensionnée pour des conditions intérieures choisies comme suit :

LOCAUX	HIVER		ETE	
	température (°C)	humidité (%)	température (°C)	humidité (%)
magasin	20	50	25	50
bureaux	20	50	25	50
salle de séjour	20	50	25	50
chambre	20	50	25	50
sanitaire	18	50	28	50
salle de bain	25	50	28	50

Chapitre II

BILANS THERMIQUES

2.1. GENERALITES

Le bilan thermique est l'ensemble des calculs permettant de dimensionner l'installation de climatisation. Il doit être déterminé avec le maximum de précision, afin d'éviter le surdimensionnement de l'installation.

Les bilans thermiques sont de deux types :

- Bilan été
- Bilan hiver

2.2. BESOINS CALORIFIQUES

On définit les besoins calorifiques comme étant la quantité de chaleur nécessaire à apporter au local pour maintenir celui-ci à une température déterminée. Ils représentent la somme de toutes les déperditions de chaleur à travers l'enveloppe extérieure quand les conditions intérieures et extérieures sont supposées inchangées (régime stationnaire).

On distingue deux sortes de déperditions :

- Pertes calorifiques par transmission.
- Pertes calorifiques par ventilation.

2.2.1. BESOINS PAR TRANSMISSION :

Pour une paroi donnée, les pertes par transmission à travers celle-ci sont données par :

$$q_o = K.S.(t_i - t_e) \quad [W]$$

Les pertes pour l'ensemble du local sont donc :

$$Q_o = \sum q_o$$

En pratique, d'autres facteurs d'influence sont introduits sous forme de majorations. Des déperditions calorifiques par transmission, on déduit les besoins calorifiques correspondants en multipliant celles-ci par un coefficient de majoration Z contenant des majorations partielles.

Nous aurons donc :

$$Q_t = Q_o Z \quad [W]$$

Avec :

$$Z = 1 + Z_u + Z_a + Z_h$$

Ou :

Z_u : majoration pour interruption d'exploitation du chauffage.

Z_a : majoration pour compensation des surfaces extérieures froides.

Z_h : majoration pour orientation.

Les valeurs de ces majorations seront prises du tableau A14 [2].

Les majorations Z_{α} et Z_u seront groupées en une seule :

$$Z_D = Z_{\alpha} + Z_u$$

On définit aussi le coefficient D comme étant le coefficient global de transmission de toute l'enveloppe du local. Il donne une idée sur l'étanchéité de celui-ci :

$$D = \frac{Q_o}{S_{tot} \cdot (t_i - t_e)}$$

S_{tot} : surface totale de toutes les enveloppes du local. Ce coefficient servira à déterminer les autres majorations.

2.2.2. BESOINS CALORIFIQUES POUR PERTES PAR VENTILATION

Les pertes de chaleur par ventilation sont dues à l'infiltration d'air extérieur par les jointures des portes et fenêtres. Ceci résulte d'une mauvaise étanchéité, et d'une vitesse de vent qui crée une différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur .

Ces besoins calorifiques sont donnés par :

$$Q_L = \Sigma(a_l) \cdot R \cdot H \cdot (t_i - t_e) \cdot Z_E \quad [W]$$

Avec :

$\Sigma(al)$: perméabilité des fenêtres et portes au vent.

R : caractéristique du local.

H : caractéristique de l'immeuble (rend compte de l'effet du vent sur le local suivant que celui-ci soit protégé ou découvert).

Z_E : majoration pour fenêtres d'angles.

2.2.3. BESOINS CALORIFIQUES D'UN LOCAL

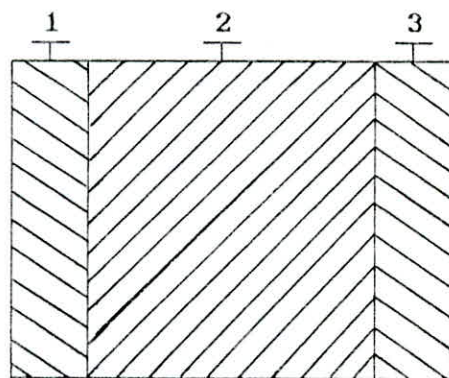
Les besoins calorifiques d'un local sont la somme des besoins calorifiques par transmission Q_t , et des besoins pour pertes par ventilation Q_L .

$$Q = Q_t + Q_L = \Sigma q_o (1 + Z_D + Z_H) + \Sigma(al).R.H.(t_i - t_e).Z_E \quad [W]$$

2.3. COEFFICIENT K DES PAROIS D'UN LOCAL

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{h_i} + \sum_{i=1}^n \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e} \quad [m^2 \cdot C/W]$$

2.3.1. MURS INTERIEURS

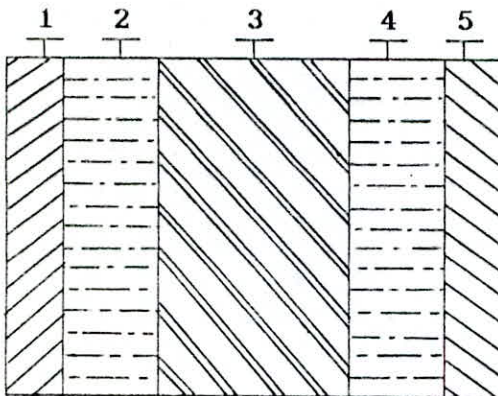


- 1 - Enduit au plâtre.
- 2 - Brique creuse.
- 3 - Enduit au plâtre.

épaisseur (m)	conductibilité (W/m°C)
0.0015	0.7
0.1	0.52
0.015	0.7

$$K = 2.08 \quad \text{W/m}^2 \cdot \text{C}$$

2.3.2. MURS EXTERIEURS

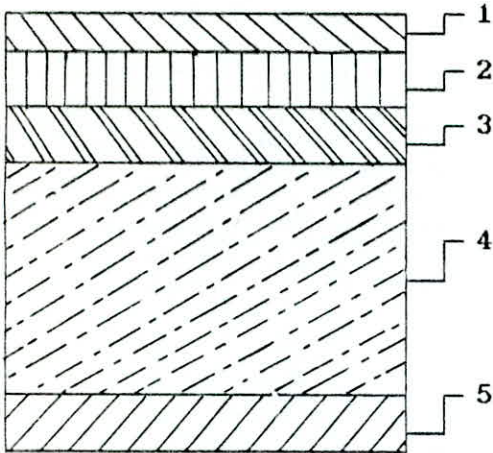


- 1 - Mortier ciment.
- 2 - Brique creuse.
- 3 - Lambe d'air.
- 4 - Brique creuse.
- 5 - Enduit en plâtre.

épaisseur (m)	conductibilité (W/m°C)
0.015	1.4
0.1	0.52
0.1	
0.1	0.52
0.015	0.7

$$K = 1.33 \quad \text{W/m}^2 \cdot \text{C}$$

2.3.3. TERRASSE



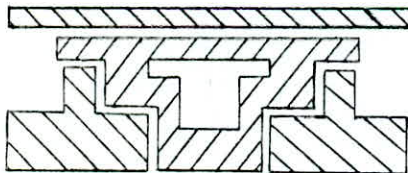
- 1 - Feuille de goudron.
- 2 - Beton pour forme de pente.
- 3.- Liège expansé(isolation).
- 4 - Plancher en poutrelle ourdi.
- 5 - Enduit au plâtre.

épaisseur (m)	conductibilité (W/m ² ·C)
0.05	1
0.04	1.75
0.05	0.052
0.2	0.85
0.01	0.7

$K = 0.69 \quad \text{W/m}^2 \cdot \text{C}$

2.3.4. PLAFOND ET PLANCHER INTERIEUR

Plancher en poutrelle ourdi avec couche isolante en laine de verre.



$K = 1.05 \quad \text{W/m}^2 \cdot \text{C}$

2.3.5. PORTES ET FENETRES

- Portes intérieures simples en bois $k = 2.33 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C.}$
- Portes extérieures simples en bois $k = 3.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C.}$
- Sas à portes battantes (exterieur) $k = 4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C.}$
- Sas à portes battantes (interieur) $k = 3.03 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C.}$
- Portes de balcon (en acier) $k = 6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C.}$
- Vitrage extérieur simple , menuiserie en ~~bois~~ : *aluminium*
 - ETE $k = 5.81 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C.}$
 - HIVER $k = 2.9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C.}$
- Vitrine :
 - ETE $k = 5.81 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C.}$
 - HIVER $k = 2.91 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C.}$

Pour les murs et les portes , ma variation de k entre hiver et été n'est pas tres sensible.

ABREVIATIONS UTILISEES DANS LES TABLEAUX

- ME : Mur extérieur.
- MI : Mur intérieur.
- PLF : Plafond.
- PLR : Plancher.
- FE : Fenêtre extérieure.
- VI : Vitrine.
- FV : Façade vitrée.
- PE : Porte extérieure.
- PI : Porte intérieure.

Tableau(2-1)

Déperditions calorifiques

Rez-de-chaussée, magasin

Abréviation	ME	ME	ME	MI	MI	PE	PI	PI	VI	FE	
Orientation	N	S	E	O	O	E	O	O	E	E	
Longueur ou largeur (m)	9,3	8,9	7,9	0,9	0,85	1,6	1,0	1,4	3,90	0,6	
Hauteur (m)	4,76	4,76	4,76	4,76	4,76	3,5	2,2	2,5	2,85	2,85	
Surface(m ²)	44,3	42,3	37,6	4,28	4,05	5,6	2,2	3,5	11,1	1,71	
Déduction (m ²)	-	-	20,1	-	-	-	-	-	-	-	
Nombre	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	
Chiffre retenu pour le calcul (m ²)	44,2	42,3	17,4	4,28	4,05	5,6	2,2	3,5	11,1	3,42	
Coefficient W/m ² °C	1,33	1,33	1,33	1,8	2,17	4	2,33	3,03	5,81	5	
Différence de Temp. T(°C)	14	14	14	2	10	14	2	9	14	14	
Perte calorifique par Trans. (W)	824	789	325	15	93	314	10	95	905	239	3609
Majoration	Z _D %										15
	Z _H %										5
	Z ₁ %										1,2
Besoin calorifique par Trans. (W)											4331
Besoin calorifique par Ventil. (W)											0
Besoin calorifique Total (W)											4331

Tableau(2-1) (suite)

Rez de Chaussée - Salle d'accueil

Abréviation	MI	MI	PI	
Orientation	S	O	O	
Longueur ou largeur (m)	4,35	3,35	1,2	
Hauteur (m)	4,76	4,76	2,5	
Surface(m ²)	20,7	15,9	3	
Déduction (m ²)	-	3	-	
Nombre	1	1	1	
Chiffre retenu pour le calcul (m ²)	20,7	12,9	3	
Coefficient W/m ² °C	2,08	1,29	2,33	
Différence de Temp. T(°C)	2	9	9	
Perte calorifique par Trans. (W)	86	150	63	299
Majoration	Z _D %			20
	Z _H %			0
	Z ₁ %			1,2
Besoin calorifique par Trans. (W)				359
Besoin calorifique par Ventil. (W)				-
Besoin calorifique Total (W)				359

Tableau(2-1) (suite)

Rez de chaussée-Sanitaire-(lavabo+couloir)

Abréviation	ME	ME	MI	MI	MI	PI	MI	MI	PI	
Orientation	O	S	O	E	S	S	N	E	E	
Longueur ou largeur (m)	1	1,5	1,45	0,85	0,6	1	4,35	0,9	1	
Hauteur (m)	4,76	4,76	4,76	4,76	4,76	2,2	4,76	4,76	2,2	
Surface(m ²)	4,76	7,14	6,9	4,05	2,86	2,2	20,7	4,28	2,2	
Déduction (m ²)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
Nombre	1	1	1	1	1	2	1	1	1	
Chiffre retenu pour le calcul (m ²)	4,76	7,14	6,9	4,05	2,86	4,4	20,7	4,28	2,2	
Coefficient W/m ² .°C	1,33	1,33	2,08	2,17	2,17	2,33	2,08	1,8	2,33	
Différence de Temp. T(°C)	12	12	7	8	8	7	-2	-2	-2	
Perte calorifique par Trans. (W)	76	114	101	70	50	72	-86	-15	-10	372
Majoration	Z _D %									15
	Z _H %									-5
	Z ₁ %									1,1
Besoin calorifique par Trans. (W)										409
Besoin calorifique par Ventil. (W)										-
Besoin calorifique total (W)										409

Tableau (2-1) (suite) 1^{er}, 2^{eme} et 3^{eme} étage

Bureaux

Abréviation	ME	ME	ME	MI	MI	MI	MI	PI	PE	PI	FV	
Orientation	N	E	S	O	O	O	S	O	E	O	E	
Longueur ou largeur (m)	11,6	8	8,75	5,4	0,9	0,85	4,35	1,4	0,96	1	8	
Hauteur (m)	4,08	4,08	4,08	4,08	4,08	4,08	4,08	2,5	2,6	2,2	2,6	
Surface (m ²)	47,33	32,64	35,7	22	3,67	3,47	17,7	3,5	2,5	2,2	20,8	
Déduction (m ²)	-	20,8	-	3,5	-	-	-	-	-	-	2,5	
Nombre	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	-	
Chiffre retenu pour le calcul (m ²)	47,33	11,84	35,7	18,5	3,67	3,47	17,7	3,5	2,5	2,2	18,3	
Coefficient W/m ² °C	1,33	1,33	1,33	1,29	1,8	2,17	2,08	2,33	6	2,33	5,81	
Différence de Temp. T (°C)	14	14	14	9	2	10	2	9	14	2	14	
Perte calorifique par Trans. (W)	881	220	665	215	13	75	74	73	210	10	1489	3925
Majoration	Z _D ‰											15
	Z _H ‰											5
	Z ₁ ‰											1,2
Besoin calorifique par Trans. (W)												4700
Besoin calorifique par Ventil. (W)												134
Besoin calorifique Total (W)												4844

Tableau (2-1) (suite) 1^{er}, 2^{eme} et 3^{eme} étage

Sanitaire

Abréviation	ME	MI	MI	MI	MI	MI	PI	PI	PI	
Orientation	S	E	E	S	N	O	S	O	E	
Longueur ou largeur (m)	1,5	0,9	0,85	0,6	3	1,5	1	0,95	1	
Hauteur (m)	4,08	4,08	4,08	4,08	4,08	4,08	2,2	2,2	2,2	
Surface(m ²)	6,12	3,67	3,47	2,45	12,2	6,12	2,2	2,09	2,2	
Déduction (m ²)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
Nombre	1	1	1	1	1	1	1	1	1	
Chiffre retenu pour le calcul (m ²)	6,12	3,67	3,47	2,45	12,2	6,12	2,2	2,09	2,2	
Coefficient W/m ² .°C	1,33	1,8	2,17	2,17	2,08	2,08	2,33	2,33	2,33	
Différence de Temp. T(°C)	12	-2	8	8	-2	7	7	8	-2	
Perte calorifique par Trans. (W)	98	-13	60	43	-51	89	36	39	-10	291
Majoration	Z _D %									15
	Z _H %									-5
	Z ₁ %									1,1
Besoin calorifique par Trans. (W)										320
Besoin calorifique par Ventil. (W)										-
Besoin calorifique Total (W)										320

Tableau(2-1) (suite)

4^{eme} étageBureauxSanitaire

Abréviation	PLf	PLf		
Orientation	-	-		
Longueur ou largeur (m)	2,9 2,35	7,9 1,05		
Hauteur (m)	-	-		
Surface(m ²)	6,82	8,3		
Déduction (m ²)	-	-		
Nombre	1	1		
Chiffre retenu pour le calcul (m ²)	6,82	8,3		
Coefficient W/m ² °C	1,05	1,05		
Différence de Temp. T(°C)	-5	14		
Perte calorifique par Trans. (W)	-36	122	3925	4011
Majora- tion	Z _D %			15
	Z _H %			5
	Z ₁ %			1,2
Besoin calorifique par Trans. (W)				4813
Besoin calorifique par Ventil. (W)				134
Besoin calorifique Total (W)				4947

PLf		
-		
3 2,65		
-		
6,98		
-		
1		
6,98		
1,05		
-2		
15	291	276
		15
		-5
		1,1
		304
		-
		304

Tableau (2-1) (suite)

5^{eme} étageSéjour

Abréviation	ME	ME	ME	MI	MI	MI	MI	PI	PI	PE	FV	Plf	
Orientation	N	E	S	O	S	O	O	O	S	E	E	-	
Longueur ou largeur (m)	10,9	8	3,9	2,35	2,9	1,95	2,2	1,05	0,75	0,96	4,8	7,9	
Hauteur (m)	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	2,5	2,2	2,65	1,95	-	
Surface(m ²)	40,33	29,6	14,43	8,7	10,73	7,22	8,14	2,63	1,65	2,54	9,36	64,82	
Déduction (m ²)	-	9,36	-	-	1,65	2,63	-	-	-	-	2,54	-	
Nombre	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	-	-	
Chiffre retenu pour le calcul (m ²)	40,33	20,24	14,43	8,7	9,08	4,59	8,14	2,63	1,65	2,54	6,82	64,82	
Coefficient W/m ² .°C	1,33	1,33	1,33	2,08	2,08	1,29	1,29	2,33	2,33	6	5,81	0,69	
Différence de Temp. T(°C)	14	14	14	-5	-5	9	9	9	-5	14	14	14	
Perte calorifique par Trans. (W)	751	377	269	-90	-94	53	95	55	-19	213	555	626	2791
Majoration	Z _D %												15
	Z _H %												5
	Z ₁ %												1,2
Besoin calorifique par Trans. (W)													3349
Besoin calorifique par Ventil. (W)													95
Besoin calorifique Total (W)													3444

Tableau (2-1) (suite)

5^{eme} étageChambre

Abréviation	ME	ME	MI	MI	MI	PLR	Plf	FE	
Orientation	O	S	E	E	O	-	-	O	
Longueur ou largeur (m)	2	4,05	0,9	1,45	1,6	420 265	3,8 4,05	1,15	
Hauteur (m)	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	-	-	1,5	
Surface(m ²)	7,4	14,9	3,33	5,37	5,92	11,1	15,4	1,73	
Déduction (m ²)	1,73	-	-	-	-	-	-	-	
Nombre	1	1	1	1	1	1	1	1	
Chiffre retenu pour le calcul (m ²)	5,67	14,9	3,33	5,37	5,92	11,1	15,4	1,73	
Coefficient W/m ² °C	1,8	1,33	1,8	2,08	1,29	1,05	0,69	5	
Différence de Temp. T(°C)	14	14	-5	-5	9	2	14	14	
Perte calorifique par Transm. (W)	143	279	-30	-56	69	23	149	121	698
Majoration	Z _D %								20
	Z _H %								-5
	Z ₁ %								1,15
Besoin calorifique par Trans. (W)									803
Besoin calorifique par Ventil. (W)									58
Besoin calorifique Total (W)									861

2.4. BESOINS FRIGORIFIQUES

On définit la charge frigorifique comme étant la quantité de chaleur à éliminer du local dans les conditions les plus défavorables, afin de maintenir ce dernier à une température constante.

Ces besoins dépendent de la construction, de l'orientation, de l'équipement, et de l'utilisation de ce dernier.

A l'inverse de la méthode de calcul du bilan thermique en hiver où l'on considère un régime établi, on doit dans ce cas considérer un régime variable du fait que l'ensoleillement et la température extérieure varient constamment dans le temps.

De plus, on doit tenir compte de l'inertie thermique (effet d'emmagasinement des parois), et de la non simultanéité des valeurs maximales des divers gains, et ceci en appliquant des coefficients de réductions sur la puissance globale.

La charge frigorifique totale d'un local se compose de la charge frigorifique intérieure et de la charge frigorifique extérieure.

2.4.1. CHARGE FRIGORIFIQUE INTERIEURE

la charge frigorifique intérieure est la quantité de chaleur produite à l'intérieur du local. Elle se compose de :

2.4.1.1. CHALEUR DEGAGEE PAR LES OCCUPANTS : Q_{oc}

La quantité de chaleur dégagée par les occupants dépend essentiellement du degré d'activité des personnes, et de la température ambiante . Elle est de deux types :

- Chaleur sensible : chaleur rejetée vers l'extérieur par rayonnement, conduction, et convection .
- Chaleur latente : chaleur rejetée par respiration et transpiration .

Ces gains se calculent d'après la relation :

$$Q_{oc} = Q_d . n . C \quad [W]$$

où :

Q_d : Chaleur dégagée par personne (W)

n : Nombre de personne.

C : Coefficient d'amortissement, qui tient compte de la durée de présence des personnes.

2.4.1.2. CHALEUR DEGAGEE PAR LES APPAREILS DIVERS : Q_{ap}

L'absorption d'énergie par une machine est toujours suivie d'un dégagement de chaleur. La chaleur dégagée par un appareil est donnée par la relation :

$$Q_{ap} = \frac{a . N}{\eta} \quad [W]$$

où :

a : Facteur de forme(dépend de la nature de l'appareil).

N : Puissance du moteur (W)

η : Rendement du moteur.

Dans notre cas, nous ne calculerons pas cette chaleur par cette formule, mais nous l'inclurons avec la chaleur dégagée par l'éclairage.

2.4.1.3. CHALEUR DEGAGEE PAR L'ECLAIRAGE : Q_{ec}

Les appareils d'éclairages constituent une source de chaleur sensible. Cette chaleur est, dégagée par rayonnement, convection et conduction, et dépend du type d'éclairage.

Pour un éclairage du type incandescent, la quantité de chaleur dégagée est donnée par la relation :

$$Q_{ec} = P_u \cdot S_{pl} \cdot C_a \quad [W]$$

où :

P_u : Puissance utile de l'éclairage par m^2 de surface de plancher (W/m^2)

S_{pl} : Surface du plancher (m^2)

C_a : Coefficient d'amortissement qui dépend de la nature de la construction, de la durée de fonctionnement, du nombre d'heures écoulées depuis l'allumage, et du type d'éclairage (fluorescent ou incandescent).

Tableau 2-2 Gains de chaleur internes

LOCAUX		nombre de personnes	Qoc (w)	Qec (w)	Types d'appareils existants	nombre	Qapp (w)	Qint (w)
Rez de Chaussée	Magasin	10	1231	4133	-	-	-	6428
	Accueil	1	123	780	-	-	-	
	Sanitaires	-	-	98	Accumulateur 30L	1	63	
1 ^{er} -2 ^{ème} 3 ^e -4 ^{ème} Etages	Bureaux	10	1231	4788	-	-	-	6160
	Sanitaires	-	-	78	Accumulateur 30L	1	63	
5 ^{ème} Etage	Séjour	5	545	3351	-	-	-	4975
	Chambre	1	96	796	-	-	-	
	Sanitaires	-	-	103	Accumulateur 150L	1	84	
								17563

* L'éclairage utilisé est du type fluorescent, mais nous calculons avec le type incandescent en guise de majoration sur les types d'appareils dégageant de la chaleur et sur lesquels on n'a pas d'informations.

2.4.2 CHARGE FRIGORIFIQUE EXTERIEURE

C'est la quantité de chaleur qui vient de l'extérieur à travers les murs, toits, fenêtres...

Il y'a deux sortes de gains extérieurs :

- Les gains de chaleur à travers les surfaces vitrées.
- Les gains de chaleur à travers les surfaces non vitrées.

2.4.2.1 GAINS DE CHALEUR A TRAVERS LES SURFACES VITREES

Ils se composent des gains de chaleur par transmission Q_o et des gains de chaleur par rayonnement Q_r .

2.4.2.1.1 GAINS DE CHALEUR PAR TRANSMISSION : Q_o

Ils sont donnés par la relation :

$$Q_o = K.S.(t_e - t_i) \quad [W]$$

ou :

K : Coefficient de transmission global $(W/m^2 \cdot ^\circ C)$

S : Surface d'échange (m^2)

t_e, t_i : Respectivement températures extérieure et intérieure $(^\circ C)$

2.4.2.1.2 GAINS DE CHALEUR PAR RAYONNEMENT : Q_r

Ils sont donnés par la relation :

$$Q_R = (S_1 I_{\max} \cdot C_{AS} + S_o \cdot I_{\text{dif}} \cdot C_{Ao}) \cdot C_S \quad [W]$$

où :

S_1 : Surface vitrée ensoleillée (m²)

S_o : Surface vitrée à l'ombre (m²)

I_{\max} : Valeur maximale du rayonnement total (direct et diffus) pour le mois et l'heure considérés, l'orientation et la latitude données.

I_{dif} : valeur maximale du rayonnement diffus pour le mois et l'heure considérés, la latitude donnée, et une orientation Nord.

C_{AS} : Coefficient d'amortissement des gains à travers une surface vitrée ensoleillée.

C_{Ao} : Coefficient d'amortissement des gains à travers une surface à l'ombre. Ces deux paramètres sont fonction du poids de construction, de la durée de fonctionnement, et de l'orientation et l'heure.

C_S : Coefficient de correction des valeurs de I_{\max} et I_{dif} , et tenant compte de la nature de l'encadrement, de la limpidité de l'atmosphère, de l'altitude, et de la température du point de rosé.

Pour notre cas nous avons :

* Cadre métallique : → coefficient 1.17

* Atmosphère pas très limpide → coefficient 0.9

* température de point de rosé 22 → coefficient 0.876

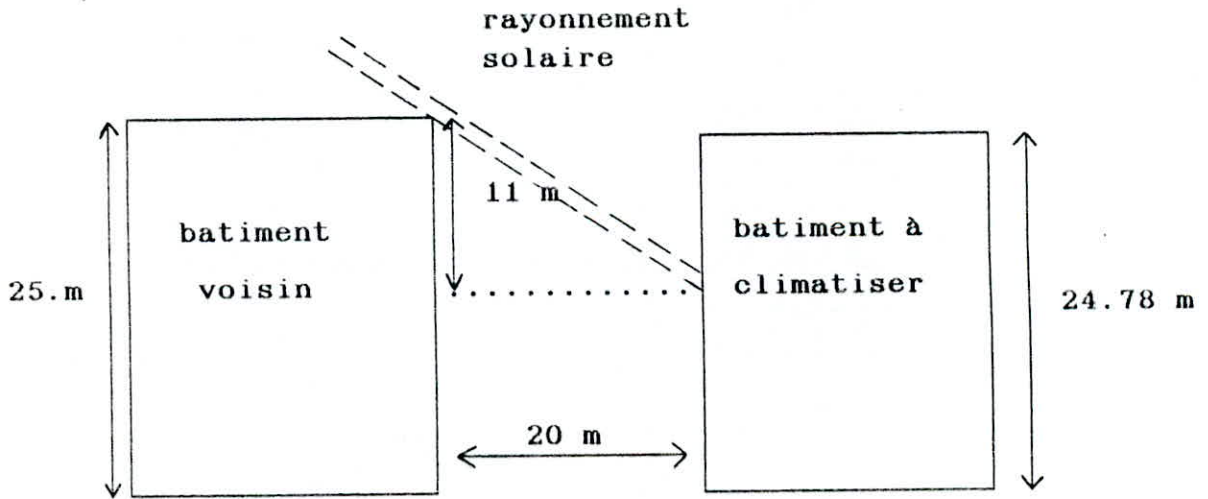
D'où on a :

$$C_s = 0.923$$

DETERMINATION DES SURFACES A L'OMBRE

Dans notre cas, l'ombre est essentiellement due aux bâtiments voisins. Pour la détermination des surfaces ombragées, il nous suffit de connaître les dimensions de ces dernières, et de connaître la position et le moment auquel nous faisons notre bilan. Avec ces derniers paramètres, on déduit à l'aide du tableau donné dans le manuel CARRIER [3], la hauteur et l'azimut du soleil. Munis de ces renseignements, on se rapporte à la courbe N°1 du même manuel pour la détermination des surfaces ombragées.

EXEMPLE : REZ DE CHAUSSEZ



Heure de pointe : 23 juillet à 16 heure.

D'après la table 18 du manuel CARRIER [3] on a

Hauteur	$H = 35^\circ$
Azimut	$a = 267^\circ$

D'après la courbe N°1 on a la hauteur du bâtiment qui est à l'ombre :

$$h = 25 - (0.7 \times 20) = 11 \text{ m}$$

2.4.2.2. GAINS DE CHALEUR A TRAVERS LES PAROIS NON VITREES

Comme il a été souligné précédemment, les gains de chaleur par transmission ne donnent pas lieu à un régime établi, vu qu'ils ne dépendent pas seulement de la différence de température extérieure et intérieure, mais également du rayonnement frappant les parois extérieures.

Effectivement, l'intensité du rayonnement étant variable dans le temps, il est difficile d'évaluer le flux de chaleur à un instant donné. Donc la relation habituelle donnant les gains de chaleur par transmission n'est plus applicable. De ce fait, nous avons recours à la notion empirique de "différence équivalente de température" qui est définie comme étant la différence entre la température de l'air extérieur et intérieur qui donnerait lieu aux même flux de chaleur, compte tenu de la différence de température réelle, et de l'effet de l'ensoleillement sur la face extérieure des parois.

Une fois cette différence équivalente déterminée, nous déduirons le flux de chaleur à l'aide de la relation :

$$Q_o = K.S.\Delta T_e \quad [W]$$

où :

K : Coefficient de transmission global $(W/m^2 \cdot ^\circ C)$

S : Surface d'échange (m^2)

ΔT : Différence équivalente de température $(^\circ C)$

Les valeurs de ΔT_e figurent dans les tables du manuel CARRIER [3] et dépendent de l'orientation de la façade, de l'heure considérée et de la masse de la construction.

2.4.3. CHARGE FRIGORIFIQUE D'UN LOCAL : Q_f

C'est la somme de tous les gains de chaleurs énumérés :

$$Q_f = Q_{oc} + Q_{ap} + Q_{ec} + Q_r + Q_o \quad [W]$$

2.4.4 DETERMINATION DE L'HEURE DE POINTE

Afin d'éviter de surdimensionner ou de sous-dimensionner notre installation, il est nécessaire de connaître la charge frigorifique maximale, par conséquent il faut trouver une heure de la journée où la somme des différents gains (occupants, éclairage, rayonnement ...) constituant cette charge soit maximale en tenant compte de la non simultanéité des valeurs maximales des différents gains. Pour cela il faut calculer la

valeur maximale de chaque gains séparément, puis comparer ces valeurs entre elles. Si l'un des gains est nettement plus important que les autres, l'heure à laquelle il a été calculé sera prise pour déterminer tous les autres gains.

Si la majorité des gains ont des valeurs voisines, il faut alors calculer tous les gains pour plusieurs heures différentes de la journée (chaque gain étant calculé à la même heure), et faire la somme, la valeur maximale sera égale à la charge frigorifique.

Pour notre cas, l'heure de pointe est à 16 heure.

Tableau 2-3 Gains de chaleur par rayonnement

Abrév	Orient	Long (m)	Haut (m)	Surf Vi- trée (m ²)	Surf enso- lei. (m ²)	Surf à l' ombre (m ²)	Nomb	Cs	CAs	I _{max} (W)	CA ₀	I _{diff} (W)	Gains par rayon- nement (W)	Gains totaux par rayon- nement (W)
-------	--------	-------------	-------------	--	--	--	------	----	-----	-------------------------	-----------------	--------------------------	---	--

Rez de chaussée - Magasin

Mp=1152 Kg/m²

Juillet 16 h

VI E	E	4,5	2,85	12,8	0	12,83	1	0,923	-	-	0,9	47	518	744
PE	E	1,6	2,5	5,6	0	5,6	1	0,923	-	-	0,9	47	226	

1^{er} Etage Bureaux

Mp=1161 Kg/m²

Juillet 16 h

FV	E	8	2,6	20,8	0	20,8	1	0,923	-	-	0,9	47	839	839
----	---	---	-----	------	---	------	---	-------	---	---	-----	----	-----	-----

2^{eme} Etage Bureaux

Mp=1161 Kg/m²

Juillet 16 h

FV	E	8	2,6	20,8	10,5	10,24	1	0,923	0,3	516	0,9	47	1922	1922
----	---	---	-----	------	------	-------	---	-------	-----	-----	-----	----	------	------

3^{eme} et 4^{eme} Etage
Bureaux

Mp=1161 Kg/m²

Juillet 16 h

FV	E	8	2,6	20,8	20,8	0	1	0,923	0,3	516	-	-	2972	2972
----	---	---	-----	------	------	---	---	-------	-----	-----	---	---	------	------

5^{eme} Etage Séjour

Mp=1185 Kg/m²

Juillet 16 h

FV	E	4,8	1,95	9,36	9,36	0	1	0,923	0,3	516	-	-	1337	1337
----	---	-----	------	------	------	---	---	-------	-----	-----	---	---	------	------

5^{eme} Etage Chambre

Mp=1313 Kg/m²

Juillet 16 h

FV	E	1,15	1,5	1,73	1,73	0	1	0,923	0,49	516	-	-	404	404
----	---	------	-----	------	------	---	---	-------	------	-----	---	---	-----	-----

Tableau(2-4)

Gains de chaleur à travers les parois opaques

Rez-de-chaussée, magasin

Abréviation	ME	ME	ME	MI	PE	PI	PI	VI	FE	
Orientation	N	S	E	O	E	O	O	E	E	
Longueur ou largeur (m)	9,3	8,9	7,9	1,45	1,6	1,0	1,4	3,90	0,6	
Hauteur (m)	4,76	4,76	4,76	4,76	3,5	2,2	2,5	2,85	2,85	
Surface(m ²)	44,3	42,3	37,6	6,9	5,6	2,2	3,5	11,1	1,71	
Déduction (m ²)	-	-	15,1	-	-	-	-	-	-	
Nombre	1	1	1	1	1	1	1	1	2	
Chiffre retenu pour le calcul (m ²)	44,3	42,3	22,5	6,9	5,6	2,2	3,5	11,1	3,42	
Coefficient W/m ² °C	1,33	1,33	1,33	2,08	3	2,33	3,03	2,9	2,5	
Différence de Temp. T(°C)	-	-	-	3	10	3	7	10	10	
Différence équivalente de Temp. T _{eq} (°C)	2,8	7,2	11,7	-	-	-	-	-	-	
Gains par Transmission (W)	165	406	350	43	168	15	74	86	322	1629

Tableau(2-4) (suite)

Rez de Chaussée - Salle d'accueil

Abréviation	MI	MI	PI	
Orientation	S	O	O	
Longueur ou largeur (m)	4,35	3,35	1,2	
Hauteur (m)	4,76	4,76	2,5	
Surface(m ²)	20,7	15,9	3	
Déduction (m ²)	-	3	-	
Nombre	1	1	1	
Chiffre retenu pour le calcul (m ²)	20,7	12,9	3	
Coefficient W/m ² °C	2,08	1,29	2,33	
Différence de Temp. T(°C)	3	7	3	
Différence équivalente de Temp. T _{eq} (°C)	-	-	-	
Gains par Transmission (W)	129	117	7	253

Tableau(2-4) (suite)

Rez de chaussée-Sanitaire

Abréviation	ME	ME	MI	MI	PI	MI	PI	
Orientation	O	S	O	E	S	N	E	
Longueur ou largeur (m)	1	1,5	1,45	1,45	1	4,35	1	
Hauteur (m)	4,76	4,76	4,76	4,76	2,2	4,76	2,2	
Surface(m ²)	4,76	7,14	6,9	6,9	2,2	20,7	2,2	
Déduction (m ²)	-	-	-	-	-	-	-	
Nombre	1	1	1	1	1	1	1	
Chiffre retenu pour le calcul (m ²)	4,76	7,14	6,9	6,9	2,2	20,7	2,2	
Coefficient W/m ² .°C	1,33	1,33	2,08	2,08	2,33	2,08	2,33	
Différence de Temp. T(°C)	-	-	4	-3	4	-3	-3	
Différence équivalente de Temp. T _{eq} (°C)	4,4	4,4	-	-	-	-	-	
Gains par Transmission (W)	28	42	57	-43	21	-129	-15	-39

Remarque: Les gains sont négatifs, cela veut dire qu'on a plus de pertes de chaleur vers les locaux contigus que de gains.

Tableau (2-4) (suite) 1^{er}, 2^{eme} et 3^{eme} étage

Bureaux

Abréviation	ME	ME	ME	MI	MI	MI	PI	PE	PI	FV	
Orientation	N	E	S	O	O	S	O	E	O	E	
Longueur ou largeur (m)	11,6	7,9	8,75	5,4	1,45	4,35	1,4	0,96	1	8	
Hauteur (m)	4,08	4,08	4,08	4,08	4,08	4,08	2,5	2,6	2,2	2,6	
Surface(m ²)	47,33	32,23	35,7	22,0	5,92	17,7	3,5	2,5	2,2	20,8	
Déduction (m ²)	-	24,32	-	3,5	-	-	-	-	-	2,5	
Nombre	1	1	1	1	1	1	1	1	1	-	
Chiffre retenu pour le calcul (m ²)	47,33	7,91	35,7	18,5	5,92	17,7	3,5	2,5	2,2	10,3	
Coefficient W/m ² .°C	1,33	1,33	1,33	1,29	2,08	2,08	2,33	3	2,33	2,9	
Différence de Temp. T(°C)	-	-	-	7	3	3	7	10	3	10	
Différence équivalente de Temp. T _{eq} (°C)	2,8	11,7	7,2	-	-	-	-	-	-	-	
Gains par Transmission (W)	176	123	342	167	37	111	57	75	15	531	1634

Tableau (2-4) (suite)

1^{er}, 2^{eme} et 3^{eme} étageSanitaire

Abréviation	ME	MI	MI	MI	PI	PI	PI	
Orientation	S	E	N	O	S	O	E	
Longueur ou largeur (m)	1,5	1,45	3	1,5	1	0,95	1	
Hauteur (m)	4,08	4,08	4,08	4,08	2,2	2,2	2,2	
Surface(m ²)	6,12	5,92	12,2	6,12	2,2	2,09	2,2	
Déduction (m ²)	-	-	-	-	-	-	-	
Nombre	1	1	1	1	1	1	1	,
Chiffre retenu pour le calcul (m ²)	6,12	5,92	12,2	6,12	2,2	2,09	2,2	
Coefficient W/m ² °C	1,33	2,08	2,08	2,08	2,33	2,33	2,33	
Différence de Temp. T(°C)	-	-3	-3	4	4	4	-3	
Différence équivalente de Temp. T _{eq} (°C)	4,4	-	-	-	-	-	-	
Gains par Transmission (W)	36	-37	-76	51	21	19	-15	-1

Tableau(2-4) (suite)

4^{eme} étageBureauxSanitaire

Abréviation	PLD	PLD		
Orientation	-	-		
Longueur ou largeur (m)	2,9 2,35	7,9 1,05		
Hauteur (m)	-	-		
Surface(m ²)	6,82	8,3		
Déduction (m ²)	-	-		
Nombre	1	1		
Chiffre retenu pour le calcul (m ²)	6,82	8,3		
Coefficient W/m ² °C	1,05	1,05		
Différence de Temp. T(°C)	3	-		
Différence équivalente de Temp. T _{eq} (°C)	-	6,1		
Gains par Transmission (W)	21	53	1634	1708

PLD		
-		
3 2,65		
-		
6,98		
-		
1		
6,98		
1,05		
-3		
-		
-22	-1	-23

Tableau (2-4) (suite)

5^{eme} étageSéjour

Abréviation	ME	ME	ME	MI	MI	MI	MI	PI	PI	PE	FV	PLD	
Orientation	N	E	S	O	S	O	O	O	S	E	E	-	
Longueur ou largeur (m)	10,9	7,9	3,9	2,35	2,9	1,95	2,2	1,05	0,75	0,96	4,8	7,9	
Hauteur (m)	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	2,5	2,2	2,65	1,95	-	
Surface(m ²)	40,33	29,23	14,43	8,7	10,73	7,22	8,14	2,63	1,65	2,54	9,36	64,82	
Déduction (m ²)	-	10,91	-	-	1,65	2,63	-	-	-	-	2,54	-	
Nombre	1	1	1	1	-	1	1	1	1	1	-	-	
Chiffre retenu pour le calcul (m ²)	40,33	18,32	14,43	8,7	9,08	4,59	8,14	2,63	1,65	2,54	6,82	64,82	
Coefficient W/m ² .°C	1,33	1,33	1,33	2,08	2,08	1,29	1,29	2,33	2,33	3	2,9	0,69	
Différence de Temp. T(°C)	-	-	-	3	3	7	7	7	3	10	10	-	
Différence équivalente de Temp. T _{eq} (°C)	2,8	11,7	7,2	-	-	-	-	-	-	-	-	19,5	
Gains par Transmission (W)	150	285	138	54	57	41	74	43	12	76	198	872	2000

Tableau (2-4) (suite)

5^{eme} étage

Chambre

Abréviation	ME	ME	MI	MI	MI	PLR	Plf	FE	
Orientation	O	S	E	E	O	-	-	O	
Longueur ou largeur (m)	2	4,05	0,9	1,45	1,6	420 265	3,8 4,05	1,15	
Hauteur (m)	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	-	-	1,5	
Surface(m ²)	7,4	14,9	3,33	5,37	5,92	11,1	15,4	1,73	
Déduction (m ²)	1,73	-	-	-	-	-	-	-	
Nombre	1	1	1	1	1	1	1	1	
Chiffre retenu pour le calcul (m ²)	5,67	14,9	3,33	5,37	5,92	11,1	15,4	1,73	
Coefficient W/m ² °C	1,8	1,33	1,8	2,08	1,29	1,05	0,69	2,5	
Différence de Temp. T(°C)	-	-	3	3	7	3	-	10	
Différence équivalente de Temp. T _{eq} (°C)	7,2	7,2	-	-	-	-	19,5	-	
Gains par Transmis- sion (W)	73	144	18	34	53	35	207	43	607

Sanitaire

Abréviation	MI	ME	MI	MI	MI	PLR	Plf	PI	
Orientation	N	S	E	O	O	-	-	N	
Longueur ou largeur (m)	2,9	2,9	2,35	0,9	1,45	2,35 2,9	2,35 2,9	0,75	
Hauteur (m)	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	-	-	2,2	
Surface(m ²)	10,7	10,7	8,7	3,33	5,37	6,82	6,82	1,65	
Déduction (m ²)	1,65	-	-	-	-	-	-	-	
Nombre	1	1	1	1	1	-	-	1,	
Chiffre retenu pour le calcul (m ²)	9,08	10,7	8,7	3,33	5,37	6,82	6,82	1,65	
Coefficient W/m ² .°C	2,08	1,33	2,08	1,8	2,08	1,05	0,69	2,33	
Différence de Temp. T(°C)	-3	-	-3	-3	-3	-3	-	-3	
Différence équivalente de Temp. T _{eq} (°C)	-	4,4	-	-	-	-	16,7	-	
Gains par Transmission (W)	-57	63	-54	-18	-34	-21	79	-12	-54

Tableau 2-5 Récapitulatif du bilan thermique

LOCAUX	Rez de Chaussée			Etages courants		5 ^{eme} étage			
	Magasin	Accueil	Sanit.	1-2-3-4		1-2-3-4			
	Magasin	Accueil	Sanit.	Bureaux	Sanit.	Séjour	Chambre	Sanit.	
B E S O I N S F R I G O R I F I Q U E S	Gains sensibles intérieurs de local (W)	4725	839	161	4847	141	3647	854	184
	Gains de chaleur par rayonnement du local	744	-	-	8 1 2 2 3 9 9 9 9 2 7 7 2 2 2	-	1337	404	
	Gains de chaleur par transmission du local (W)	1629	253	-39	1 1 1 1 6 6 6 7 3 3 3 0 4 4 4 8	-1 2 3	2000	-54	607
	Gain total de chaleur sensible du local	7098	1092	122	7 8 9 9 3 4 4 5 2 0 5 2 0 3 3 7	140 1 8	6984	1204	791
	Gain de chaleur latente (W)	686	69	-	686	-	265	41	-
	Gain de chaleur total du local (W)	7784	1161	122	8 9 1 1 0 0 0 0 0 8 1 2 6 9 3 1 9 3	140 1 8	7249	1245	791
B E S O I N S C A L O R I F I Q U E S	Besoins calorifiques par perte par ventilation (W)	-	-	-	134	-	95	58	-
	Besoins calorifiques pour pertes par transmission (W)	4331	409	359	4710	4 8 320 3 1 0 3 4	3349	803	754
	Besoins calorifiques totaux du local (W)	4331	359	409	844	4 9 320 0 4 4 7	3444	861	754



Chapitre III

DEBITS D'AIR

3.1. GENERALITES

L'air se viciant dans les locaux fermés par la présence de nombreux occupants et de fumeurs doit y être renouvelé de façon permanente ou temporaire.

Les installations de climatisation fonctionnent correctement si elles satisfont à certaines conditions fondamentales qui sont :

- Le maintien du local à un climat déterminé.
- La garantie d'obtenir le renouvellement d'air nécessaire.
- Un balayage aussi uniforme que possible du local.
- Un fonctionnement silencieux (pour les ventilateurs).

Ce n'est qu'avec une ventilation forcée qu'il est possible d'obtenir un renouvellement d'air et de là vient la nécessité du calcul des débits d'air.

3.2. CHOIX DE L'INSTALLATION DE CLIMATISATION

Il existe essentiellement deux types d'installation :

3.2.1. LES INSTALLATIONS UNDIVIDUELLES

Plus couramment appelées "climatiseur", très utilisées chez nous, elles conviennent surtout aux locaux de faibles dimensions.

3.2.2. LES INSTALLATIONS CENTRALES

Utilisées surtout dans les grands immeubles et bâtiments, elles fonctionnent essentiellement avec deux types de distribution :

- Installation avec ventilo-convecteurs dans les locaux: ils sont alimentés en eau (chaude ou froide) par un réseau de tuyauterie à partir de la centrale. Il leur est indispensable d'avoir une prise d'air neuf arrière pour assurer le renouvellement d'air. Ils permettent une régulation de température facile et individuelle.

- Installation avec réseau de gaine à débit constant : dans ce genre d'installation, l'air est soufflé dans un même état dans tous les locaux à travers un réseau de gaine, on pourra ensuite obtenir les conditions internes voulues (si cela est nécessaire) en disposant dans le local quelques accessoires tel que radiateurs ou autres.

Pour notre cas, vu les dimensions des locaux, et vu la présence de murs communs avec d'autres bâtiments, nous opterons pour une installation à réseau de gaine à débit constant avec

une centrale indépendante au niveau de chaque étage. Cela permet d'isoler chaque étage indépendamment des autres.

3.3. DETERMINATION DU POINT DE SOUFFLAGE ETE ET DES DEBITS

Le calcul du débit se fera pendant la période estivale pour l'exploitation été car la charge frigorifique été est supérieure à la charge calorifique hiver. Ce même débit sera soufflé en période hivernale mais à un état différent. Il faudra en outre tenir compte du taux de renouvellement minimum nécessaire.

La méthode de calcul est comme suit :

Soit à éliminer du local une quantité de chaleur Q_f et une quantité d'eau M définies par les deux relations :

$$\begin{aligned} Q_f &= L_t (h_i - h_s) && \text{[W]} \\ M &= L_s (x_i - x_s) && \text{[kg/h]} \end{aligned}$$

où :

Q_f : charge frigorifique du local (W).

M : quantité d'eau dégagée par les occupants et les appareils (kg/h).

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

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

Pour déterminer le débit d'air nécessaire à la climatisation de chaque local, on se sert du diagramme psychrométrique. En joignant les points caractérisant l'état de l'air soufflé et celui de l'air intérieur, nous obtenons ce que l'on appelle " la droite d'évolution de l'air". En se basant sur le diagramme psychrométrique, on peut établir la relation exprimant l'inclinaison de celle-ci par rapport à l'axe $x = \text{constante}$. Elle peut s'écrire sous la forme :

$$i = \arctg \frac{\sin \beta}{\cos \beta - \frac{E_h}{E_x} \cdot \frac{Q_f}{M}}$$

où :

β : angle formé entre les droites $h = \text{cste}$ et $x = \text{cste}$.

E_h : échelle relative aux enthalpies.

E_x : échelle relative à la teneur en eau.

Dans notre cas nous avons :

- $\beta = 54^\circ$

- $E_h = 2 \text{ cm}$ pour 1 kcal/kg d'air sec.

- $E_x = 2.10^3 \text{ cm}$ pour 1 kg/kg d'air sec.

d'où l'angle i sera :

$$i = \arctg \frac{0.8}{0.58 - 10^{-3} \frac{Q_f}{M}}$$

on choisira ensuite la température de soufflage de manière à ce qu'elle ne soit inférieure que de 6° à 8° à la température intérieure et ceci pour des raisons liées au confort thermique.

Le point caractérisant l'état de l'air soufflé sera repéré par l'intersection de la droite d'évolution de l'air avec la droite de température de soufflage $t_s = \text{cste}$.

Le débit d'air soufflé dans le local sera donné par la relation :

$$L_s = \frac{Q_f}{h_i - h_s} \quad [\text{kg/s}]$$

EXEMPLE

Détermination du point de soufflage et du débit nécessaire au magasin, (rez de chaussée):

- Conditions intérieures : $t_i = 25^\circ\text{C}$ $\phi_i = 50 \%$ $h_i = 12 \text{ kcal/kg}$
- Température de soufflage : 18°C .
- Charge frigorifique : $7784 \text{ W} = 6695 \text{ kcal/h}$.
- Quantité d'eau dégagée :

$$M = \frac{n \cdot Q_{\text{lat}}}{L_v}$$

où :

n : nombre d'occupants.

Q_{lat} : chaleur latente dégagée par personne (kcal/h).

L_v : chaleur de vaporisation de l'eau (kcal/h).

Kcal/Kg

Dans notre cas on a :

$$n = 10$$

$$Q_{lat} = 59 \text{ kcal/h}$$

$$L_v = 597 \text{ kcal/h}$$

d'où

$$M = 0.988 \text{ kg/h}$$

$$i = \arctg \frac{0.8}{0.58 - 10^{-3} \cdot \frac{6695}{0.988}} = -7.35^\circ$$

Du point I on trace la droite d'inclinaison -7.35° . Son point d'intersection avec la droite $t_s = 18^\circ = \text{cste}$ nous donne le point de soufflage. On obtient alors les caractéristiques de soufflage:

$$h_s = 10.15 \text{ kcal/kg}$$

$$x_s = 9.65 \text{ g/kg d'air sec.}$$

Le débit d'air nécessaire est donc :

$$L_s = \frac{6695}{12 - 10.15} = 3619 \text{ kg/h}$$

Au niveau de chaque étage, le point de soufflage sera donc commun à tous les locaux desservis par la même centrale. Il faudra donc choisir un local de référence suivant son importance pour y calculer le point de soufflage.

Ces locaux de références seront :

- Le magasin pour le rez de chaussée.
- Les bureaux pour les étages courants.
- Le séjour pour le cinquième étage.

On déduira ensuite les enthalpies caractérisant l'état intérieur des autres locaux d'après le diagramme psychrométrique, et connaissant l'enthalpie de soufflage et la charge frigorifique de chaque local, on pourra déterminer le débit qui lui est propre.

Les débits d'air nécessaires ainsi que les conditions à l'intérieur des locaux sont résumés dans les tableaux ci après (chaque tableau représentant une centrale de traitement de l'air).

Tableau(3-1) Débits d'air Rez de Chaussée

Ts = 18 °C

Hs = 10,15 KCal/Kg

Xs = 9,65 g/Kg

LOCAUX	Température Intérieure °C	Humidité relative %	Enthalpie Intérieure KCal/Kg	Quantité d'eau Dégagée Kg/h	Charge Frigorifique KCal/h	Débit d'air Ls(kg/h)	Débit minimum d'air frais Lm(kg/h)	Lm ---- Ls
Magasin	25	50	12	0,988	6695	3619	492	0,136
Accueil	25	50	12	0,099	999	540	49	0,09
Sanitaires	28	50	13,9	-	105	28	-	-

1^{er} Etage

Ts = 18 °C

Hs = 10,15 KCal/Kg

Xs = 9,65 g/Kg

Bureaux	25	50	12	0,988	6886	3722	492	0,132
Sanitaires	28	50	13,9	-	120	32	-	-

2^{eme} Etage

Ts = 18 °C

Hs = 10,2 KCal/Kg

Xs = 9,70 g/Kg

Bureaux	25	50	12	0,988	7818	4343	492	0,113
Sanitaires	28	50	13,9	-	120	32	-	-

3^{eme} Etage

Ts = 18 °C

Hs = 10,2 KCal/Kg

Xs = 9,70 g/Kg

Bureaux	25	50	12	0,988	8721	4845	492	0,101
Sanitaires	28	50	13,9	-	120	32	-	-

4^{eme} Etage

Ts = 18 °C

Hs = 10,2 KCal/Kg

Xs = 9,70 g/Kg

Bureaux	25	50	12	0,988	8784	4880	492	0,100
Sanitaires	28	50	13,9	-	101	27	-	-

5^{eme} Etage

Ts = 18 °C

Hs = 10,25 KCal/Kg

Xs = 9,80 g/Kg

Séjour	25	50	12	0,382	6235	3563	246	0,069
Chambre	25	50	12	0,059	1071	612	49	0,080
Salle-Bain	28	50	13,9	-	680	186	-	-

* nous avons utilisé les (kcal/h) au lieu des (W) car le diagramme psychrométrique que nous utilisons a été conçu avec cette unité.

* pour les cinq centrales, on trouve les mêmes points de soufflage car les charges frigorifiques et les quantités d'eau dégagées au niveau de chaque étage sont très proches.

3.4.DETERMINATION DU POINT DE SOUFFLAGE HIVER

Pour le fonctionnement en hiver, on a le même principe qu'en été sauf que là, on a une condition supplémentaire; on doit garder le même débit qu'en été, et ceci pour chaque local.

De ce fait, le choix du point de soufflage pour chaque centrale alimentant plusieurs locaux différents doit être adéquat afin d'avoir des conditions intérieures acceptables.

La méthode de calcul est comme suit :

Si on doit apporter une quantité de chaleur Q' représentant les besoins calorifiques, et éliminer une quantité M d'eau, on a

$$\begin{aligned} Q' &= L_s (h_i - h_s) && [W] \\ M &= L_s (x_i - x_s) && [kg/h] \end{aligned}$$

On choisit un local de référence pour lequel on calculera l'angle d'évolution de l'air et l'enthalpie de soufflage suivant la relation :

$$h_s = \frac{Q'}{L_s} + h_i$$

L'intersection de la droite de changement d'état passant par le point I avec la droite d'enthalpie constante $h_s = \text{cste}$, nous donne le point de soufflage.

Pour les autres locaux desservis par la même centrale, et donc ayant le même point de soufflage, on détermine h_i à partir de la relation :

$$h_i = h_s + \frac{Q'}{L_s}$$

Et par l'intersection de $h_i = \text{cste}$ avec la droite d'évolution de chaque local, on obtient les caractéristiques de l'air intérieur. Le tableau (3.2) résume les résultats obtenus.

Tableau 3-2 Points de soufflage Hiver et états des locaux.

LOCAUX	Magasin	Accueil	1 ^{er} étage	2 ^{eme} étage	3 ^{eme} étage	4 ^{eme} étage	Séjour	Chambre
Charge Calorifique KCal/h	3725	309	4166	4166	4166	4255	2962	741
Angle d'évolution de l'air	10,42	12,19	9,46	9,46	9,46	9,29	5,48	3,48
Enthalpie de soufflage KCal/Kg	10,3	10,3	10,4	10,20	10,11	10,12	10,08	10,08
Température de soufflage Ts °C	24	24	24,5	23,7	23,45	23,4	23,4	23,4
Teneur en eau de l'air soufflé Xs g/Kg	7,45	7,45	7,45	7,4	7,4	7,4	7,35	7,35
Enthalpie de air intérieur h _i KCal/Kg	9,25	9,72	9,25	9,25	9,25	9,25	9,25	8,9
Température intérieure T _i °C	20	21,7	20	20	20	20	20	18,7
Humidité relative intérieure %	50	46	50	50	50	50	50	54

Au niveau des sanitaires, les points de soufflages n'ont pas donné les conditions intérieures désirées. Les gains de chaleurs dûes aux débits d'air sont même négligeables. Pour cela, et compte tenu du fait que les sanitaires sont des locaux de faibles importances, on aura recours à des radiateurs de chauffage dont les puissances seront égales aux besoins calorifiques des sanitaires.

En ce qui concerne la chambre du cinquième étage, on aura aussi recours à un radiateur de chauffage dont la puissance est calculée par la formule suivante :

$$Q_r = L_s (h_{i_s} - h_{i_s})$$

h_{i_s} : enthalpie intérieure déterminée à partir du point de soufflage (kcal/kg).

h_i : enthalpie intérieure déterminée à partir des conditions désirées (kcal/kg).

Les puissances des radiateurs au niveau de chaque local sont données dans le tableau suivant :

locaux	sanitaire 1 ^{er} rez de chaussée	sanitaire 1 ^{er} étage	sanit 2 ^{ème}	sanit 3 ^{ème}	sanit 4 ^{ème}	sanit 5 ^{ème}	chambre 5 ^{ème} étage
P (W)	409	320	320	320	304	754	249

Chapitre IV

CENTRALE DE CLIMATISATION

4.1. GENERALITES

Le but essentiel de toute centrale de climatisation est d'assurer le traitement de l'air jusqu'au point de soufflage désiré afin d'avoir les conditions climatiques intérieures fixées.

De ce fait, elle doit assurer la mise en mouvement, l'épuration, le réchauffement, la réfrigération, l'humidification et la déshumidification de l'air.

Ces diverses fonctions nécessitent un appareillage spécial qui se résume comme suit :

4.1.1. VENTILATEUR

Son rôle est d'assurer la mouvance de l'air à travers le réseau de gaine. Les types les plus utilisés sont les ventilateurs centrifuges car ils présentent l'avantage de fournir des pressions élevées avec de faibles vitesses de rotation. On distingue, les ventilateurs de soufflage et d'extraction.

4.1.2. FILTRE

Son rôle est de purifier l'air d'apport de poussières, fumées, suies et matières en suspension, et ceci aussi bien pour l'air frais que pour l'air recyclé. Les différents types de filtres sont :

- Filtre à charbon.
- filtre à eau.
- filtre mécanique à huile.
- Filtre sec.
- Filtre électrostatique.

4.1.3. BATTERIE DE CHAUFFE

Son rôle est d'assurer un apport calorifique à l'air qui la traverse en hiver. On distingue :

- Le réchauffeur : c'est un échangeur constitué d'un ensemble de tubes à ailettes disposés en ligne ou en quinconce, et qui sont parcourus par de l'eau ou de la vapeur .
- Le condenseur : c'est un échangeur constitué par un serpentin en tube de cuivre à ailettes, parcouru par un fluide frigorigène d'une pompe à chaleur.

4.1.4. BATTERIE DE REFROIDISSEMENT

Elle a un double rôle qui est celui de refroidir et déshumidifier l'air. Comme pour la batterie de chauffe, on

distingue deux types :

- Refrigérant à détente direct : les tubes de ces appareils sont alimentés en fluide frigorigène à l'état liquide qui se vaporise en absorbant de la chaleur à l'air.

- Refrigérant à eau glacée : dans ces appareils, les tubes sont parcourus par de l'eau froide qui échange de la chaleur avec l'air, et condense la vapeur qui s'y trouve.

4.1.5. HUMIDIFICATEUR

Son rôle est d'humidifier l'air afin d'augmenter sa teneur en eau.

Il existe essentiellement deux types d'humidification :

- Humidification sans variation d'enthalpie : on injecte à l'air de fines gouttelettes d'eau qui vont se vaporiser en absorbant une partie de la chaleur sensible de l'air.

- Humidification à enthalpie variable : de la vapeur d'eau est injectée directement à l'air et en s'y mélangeant en augmente la teneur.

4.2. POMPE A CHALEUR

L'opération qui consiste à prélever dans un corps plus froid une certaine quantité de chaleur pour la transférer dans un corps plus chaud nécessite moins d'énergie que l'échauffement

équivalent du corps le plus chaud avec un moyen de chauffage conventionnel.

En partant de ce principe, et en l'absence de chaudière, nous optons pour le choix d'une pompe à chaleur pour le chauffage et la climatisation de nos locaux.

4.2.1. PRINCIPE DE LA POMPE A CHALEUR

Une pompe à chaleur est un système thermodynamique qui transfère de la chaleur d'un milieu à température relativement basse (source froide) à un milieu à température plus élevée (source chaude).

Les pompes à chaleur sont classées d'après la nature des sources froides et chaudes qu'elles utilisent. Dans notre cas, nous disposant d'une pompe à chaleur air/air; la source froide étant l'air extérieur et la source chaude, l'air des locaux.

4.2.2. COMPOSANTS ET FONCTIONNEMENT D'UNE POMPE A CHALEUR

Nous disposant d'une pompe à chaleur réversible, c'est à dire qu'il est possible d'inverser les rôles de l'évaporateur et du condenseur de façon à pouvoir chauffer et refroidir.

Le principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur est le même que celui d'une machine frigorifique. Il consiste à faire circuler un fluide frigorifique entre les deux sources en lui faisant subir des changements d'états; il y'a d'abord évaporation à pression constante avec absorption de chaleur,

puis compression dans un compresseur, puis condensation à pression constante avec dégagement de chaleur et enfin détente dans un détendeur.

L'intérêt d'une pompe à chaleur réside dans le fait que l'énergie fournie au milieu chaud est supérieure à l'énergie apportée dans la compression. La notion de rendement étant incorrecte, on utilise alors le coefficient de performance C.O.P :

$$\text{C.O.P} = \frac{Q}{W} = \frac{\text{ENERGIE QUE L'ON PEUT FOURNIR}}{\text{ENERGIE QUE L'ON DOIT FOURNIR}}$$

4.2.3. SCHEMA D'UNE POMPE A CHALEUR

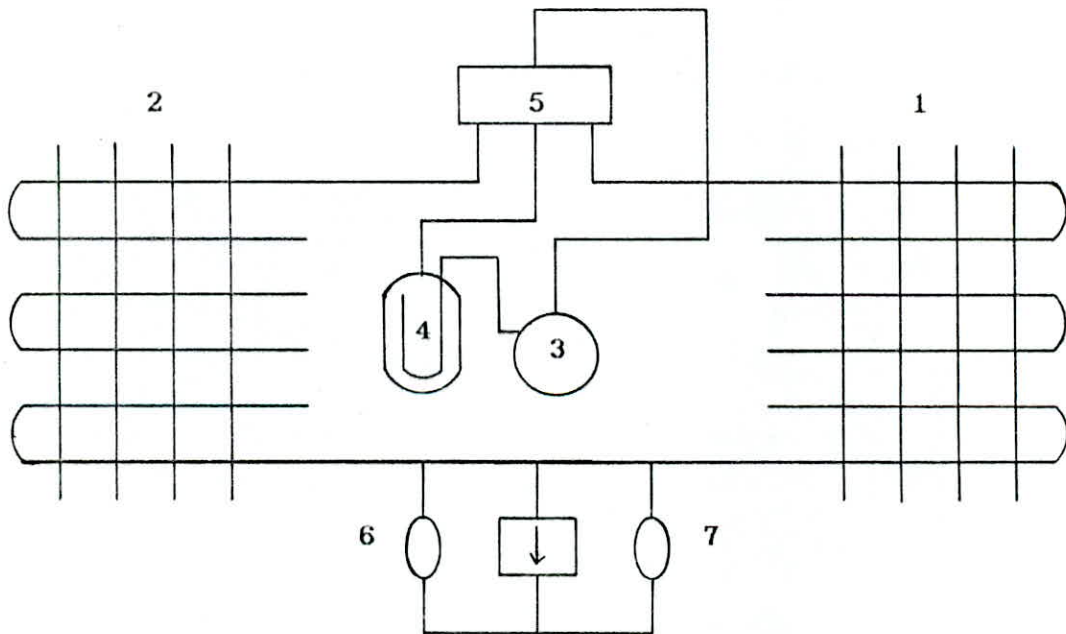


FIG (4,1) : CIRCUIT FRIGORIFIQUE D'UNE
POMPE A CHALEUR

- 1,2 : Respectivement échangeurs extérieur et intérieur pouvant être simultanément évaporateur et condenseur.
- 3 : Compresseur : assure la montée en pression du fluide.
- 4 : Modulateur de charge : son rôle est de stocker le fluide frigorigène excédentaire et de varier ainsi la puissance des échangeurs.
- 5 : Vanne d'inverssion : son rôle est d'inverser les fonctions chauffage et refroidissement en changeant le sens de circulation du fluide.
- 6,7 : Respectivement détendeurs hiver et été, assurant la chute de pression du fluide.

4.3. FONCTIONNEMENT DE LA CENTRALE

Toutes les centrales dont nous disposons travaillent de la même manière. Pour la traitement de l'air, nous optons pour le système de reprise et de recyclage de l'air avec un mélange d'air frais.

Le débit d'air frais ne sera pas égal au débit d'air frais minimum calculé au paravant, mais sera beaucoup plus grand afin d'assurer le maximum de confort.

Nous prendrons donc un taux de renouvellement de $100 \text{ m}^3/\text{heure}$ et par personne au lieu du minimum requis de $42 \text{ m}^3/\text{heure}$ et par personne.

Les débits d'air frais seront alors pour chaque centrale :

étage	rez de chaussée	1 ^{er}	2 ^{ème}	3 ^{ème}	4 ^{ème}	5 ^{ème}
débit (kg/h)	1353	1230	1230	1230	1230	738

4.3.1. FONCTIONNEMENT EN ETE

L'évolution de l'air commencera à partir du point M qui est un mélange d'air frais et d'air recyclé. Nous devons donc connaître les caractéristiques de l'air frais, recyclé et du mélange.

a. CARACTERISTIQUES DE L'AIR EXTERIEUR

$$\begin{array}{ll}
 t_e = 35^\circ\text{C} & h_e = 18 \text{ kcal/kg} \\
 \phi = 44 \% & x_e = 15.6 \text{ g/kg}
 \end{array}$$

b. CARACTERISTIQUES DE L'AIR RECYCLE

$$h_r = \frac{\sum_{i=1}^n L_{si} h_i}{L_{total}} \qquad X_r = \frac{\sum_{i=1}^n L_{si} X_i}{L_{total}}$$

L_{si} : Débit d'air de chaque local.

h_i : Enthalpie intérieure de chaque local.

Les résultats pour chaque centrale sont donnés dans le tableau ci-dessous :

étage	rez de chaussée	1 ^{er}	2 ^{ème}	3 ^{ème}	4 ^{ème}	5 ^{ème}
h_r (kcal/kg)	12.01	12.01	12.01	12.01	12	12.07
X_r (g/kg)	9.81	9.81	9.81	9.81	9.81	9.88

c. CARACTERISTIQUES DU MELANGE

$$h_m = \frac{L_e h_e + L_r h_r}{L_{total}} \quad ; \quad X = \frac{X_e L_e + X_r L_r}{L_{total}}$$

Les résultats sont résumés dans le tableau ci-dessous :

étage	rez de chaussée	1 ^{er}	2 ^{ème}	3 ^{ème}	4 ^{ème}	5 ^{ème}
h_m (kcal/kg)	13.95	13.97	13.69	13.52	13.5	13.07
X_r (g/kg)	11.68	11.7	11.44	11.27	11.26	10.85

4.3.1.1. TRAITEMENT DE L'AIR

Il existe globalement deux procédés de traitement de l'air :

- Le premier consiste à faire un bypass pour l'air autour de la centrale; donc une partie de l'air sera refroidie jusqu'à saturation puis sera mélangée à la sortie à l'air recyclé, afin d'avoir les conditions requises de soufflage.

- Le deuxième consiste à traiter la totalité de l'air. On refroidit donc l'air jusqu'à saturation afin d'en diminuer la teneur en eau, puis on le réchauffe jusqu'au point de soufflage.

C'est ce deuxième procédé que l'on adoptera pour des raisons de simplicité.

Sur le diagramme (h,x) fig (4.2), l'air extérieur qui est représenté par le point E, se mélange à l'air recyclé représenté par le point I pour atteindre le point de mélange M.

Le point Z représente l'état de l'air après refroidissement et condensation (passage dans l'évaporateur) et le point S l'état de l'air soufflé après réchauffage.

4.3.1.2. DIMENSIONNEMENT DE L'EVAPORATEUR

Il sera dimensionné pour refroidir l'air du point M jusqu'au point Z; donc la puissance requise sera :

$$P = L_t (h_m - h_z) \quad [W]$$

L_t : Débit total de la centrale

La puissance de chaque centrale est donnée dans le tableau

suivant :

étage	rez de chaussée	1 ^{er}	2 ^{ème}	3 ^{ème}	4 ^{ème}	5 ^{ème}
L _t (kg/h)	4187	3754	4375	4877	4907	7361
h _m (kcal/kg)	13.95	13.97	13.69	13.52	13.5	13.0
h _z (kcal/kg)	9.15	9.15	9.20	9.20	9.20	9.25
P (kW)	24	21	23	25	25	20

4.3.1.3. DIMENSIONNEMENT DU RECHAUFFEUR

Il devra réchauffer l'air du point Z au point S. On conseillera d'utiliser des réchauffeurs électriques, les résistances seront placées à l'intérieur des tubes. leur puissance est donnée par la relation :

$$P = L_t (h_s - h_z) \quad [W]$$

Les puissances requises pour chaque centrale sont résumées dans le tableau ci-dessous :

étage	rez de chaussée	1 ^{er}	2 ^{ème}	3 ^{ème}	4 ^{ème}	5 ^{ème}
L_t (kg/h)	4187	3754	4375	4877	4907	4361
h_s (kcal/kg)	9.65	9.65	9.70	9.70	9.70	9.80
h_z (kcal/kg)	9.15	9.15	9.20	9.20	9.20	9.25
P (kW)	2.5	2.2	2.6	2.9	2.9	2.8

4.3.2. FONCTIONNEMENT EN HIVER

Comme pour le fonctionnement été, l'évolution commencera du point de mélange M.

a. CARACTERISTIQUES DE L'AIR EXTERIEUR

$$\begin{array}{ll}
 t_e = 6^\circ\text{C} & h_e = 4.6 \text{ kcal/kg} \\
 \phi = 90 \% & x_e = 5.2 \text{ g/kg}
 \end{array}$$

b. CARACTERISTIQUES DE L'AIR RECYCLE

$$h_r = \frac{\sum_{i=1}^n l_{si} h_i}{l_{\text{total}}} \qquad X_r = \frac{\sum_{i=1}^n l_{si} x_i}{l_{\text{total}}}$$

Les résultats pour chaque centrale sont donnés dans le tableau ci-dessous :

étage	rez de chassée	1 ^{er}	2 ^{ème}	3 ^{ème}	4 ^{ème}	5 ^{ème}
h_r (kcal/h)	9.34	9.28	9.28	9.28	9.28	9.4
X_r (g/kg)	7.30	7.28	7.28	7.28	7.27	7.51

c. CARACTERISTIQUES DU MELANGE

$$h_m = \frac{l_e h_e + l_r h_r}{l_{total}}$$

$$X_m = \frac{X_e l_e + X_r l_r}{l_{total}}$$

Les résultats pour chaque centrale sont résumés dans le tableau ci-dessous :

étage	rez de chaussée	1 ^{er}	2 ^{ème}	3 ^{ème}	4 ^{ème}	5 ^{ème}
h_m (kcal/h)	7.8	7.75	7.96	8.1	8.11	8.84
X_m (g/kg)	6.62	6.6	6.7	6.76	6.75	7.12

4.3.2.1. TRAITEMENT DE L'AIR

Comme pour le fonctionnement en été, l'air extérieur est mélangé à l'air recyclé pour donner le mélange au point M. De là on chauffe à teneur en eau constante jusqu'au point F, et on

humidifie à enthalpie constante jusqu'au point de soufflage S voir fig (4.3).

4.3.2.2. DIMENSIONNEMENT DU CONDENSEUR

Le condenseur sera dimensionné pour chauffer l'air du point M jusqu'au point F. La puissance est donc donnée par la relation suivante :

$$P = L_t (h_s - h_m) \quad [W]$$

Les puissances des différentes centrales sont résumées dans le tableau suivant :

étage	rez de chaussée	1 ^{er}	2 ^{ème}	3 ^{ème}	4 ^{ème}	5 ^{ème}
l_t (kg/h)	4187	3754	4375	4877	4907	4361
h_s (kcal/kg)	10.3	10.4	10.20	10.11	10.12	10.08
h_m (kcal/kg)	7.8	7.75	7.96	8.1	8.11	8.84
P (kW)	12.5	12	11.5	11.5	11.5	6.5

M : melange air ext + air recyclé

E : état de l'air extérieur

I : état de l'air recyclé

S : état de l'air soufflé

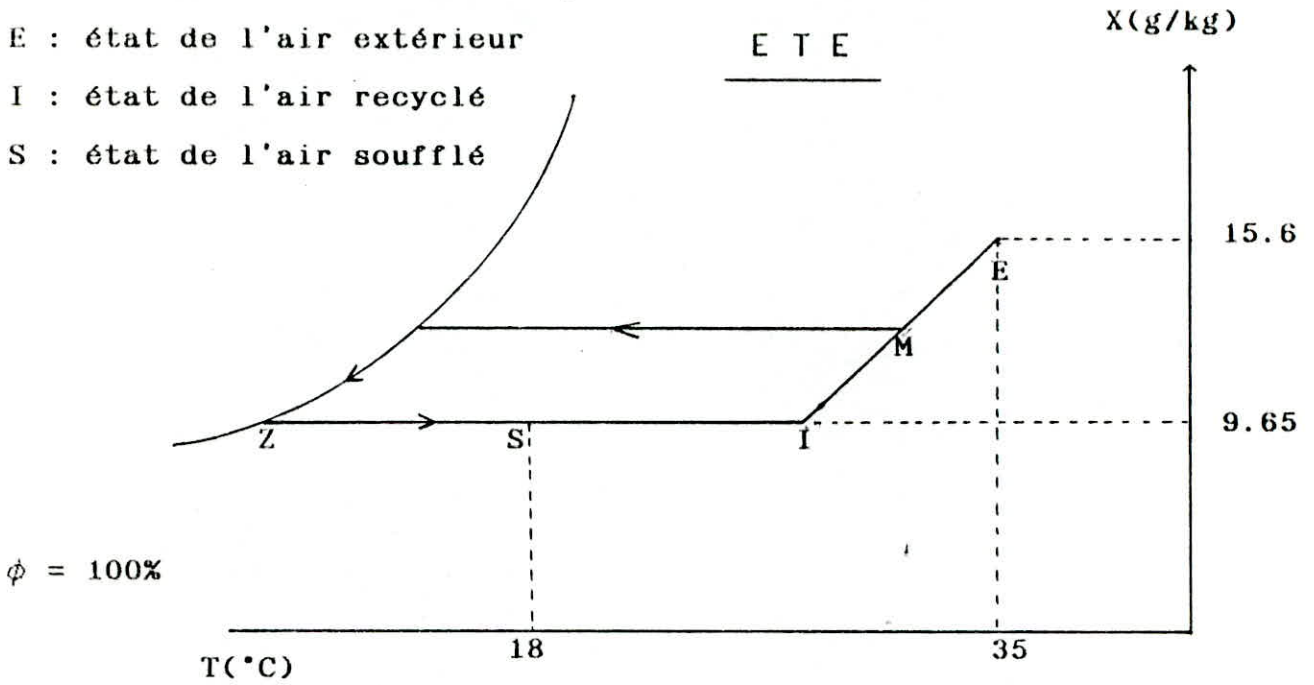


FIG (4.2)

F : état de l'air réchauffé

S : état de l'air soufflé

I : état de l'air recyclé

E : état de l'air extérieur

M : état de l'air de mélange

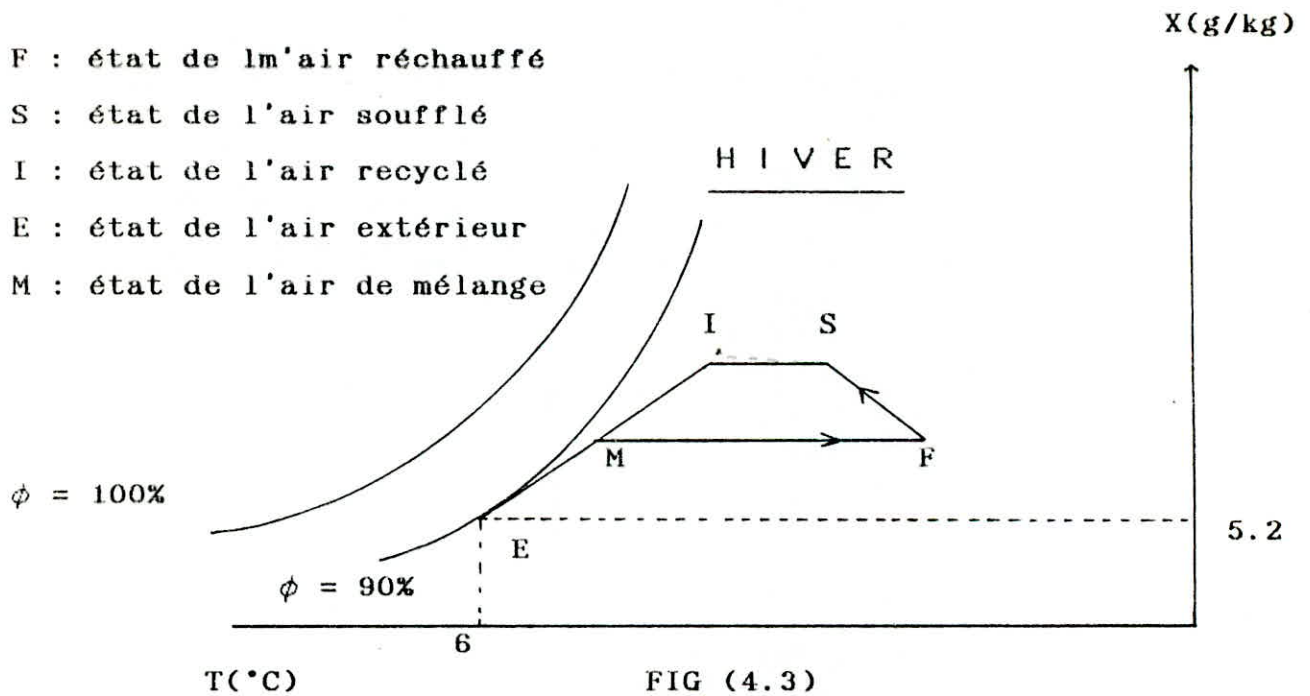


FIG (4.3)



Chapitre V

CALCUL DU RESEAU DE GAINES

5.1. GENERALITES

Le calcul du réseau de gaine est le chapitre le plus important de notre étude car c'est de lui que dépendra le bon fonctionnement de notre installation ; c'est pourquoi il doit être logiquement conçu et soigneusement calculé (sections et pertes de charges).

5.2. CHOIX DES VITESSES DE CIRCULATION

Les faibles pertes de charges conduisent à des vitesses d'air réduites, mais parallèlement nécessitent de grandes sections de gaines encombrantes et coûteuses, il faut donc trouver un compromis entre ces exigences afin d'optimiser l'installation.

Selon les vitesses adoptées dans la gaine principale, on distingue :

- Installation à faibles vitesses (6 à 8 m/s).
- Installation à grandes vitesses (25 m/s).

Dans le réseau, ces vitesses vont diminuer par palier jusqu'à atteindre leur plus faibles valeurs (1.5 à 4 m/s) aux

bouches de diffusion.

Pour notre cas, on optera pour une installation à faibles vitesses.

5.3. DIMENSIONS DES GAINES

Après le choix adéquat des vitesses au niveau de chaque tronçon, on peut déterminer la section de la gaine d'après la relation :

$$S = \frac{L}{W}$$

ou :

L : Débit d'air (M³/s)

W : Vitesse de l'air (m/s)

La section étant carrée, on peut déterminer alors la largeur et la hauteur de celle-ci.

5.4. CALCUL DES PERTES DE CHARGES

Il existe dans les gaines deux types de pertes de charges :

5.4.1. PERTES DE CHARGES LINEAIRES

Elles sont dues aux frottements des particules de l'air le long des parois rugueuses de la gaine. Elles s'expriment par la relation :

$$R_p \cdot l = \tau \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{W^2}{2} \rho \quad [N/m^2]$$

où :

- τ : coefficient de frottement de la conduite.
 l : longueur de la conduite (m)
 d : diamètre de la conduite (m)
 ρ : masse volumique de l'air (kg/m^3)
 W : vitesse de l'air (m/s)

Pour les conduites de sections rectangulaires, on utilise le diamètre équivalent de la conduite qui est donné par la relation :

$$d_g = \frac{2 \cdot h \cdot b}{h + b} \quad [\text{m}]$$

où :

- h : hauteur de la gaine (m)
 b : largeur de la gaine (m)

Le diamètre équivalent représente le diamètre d'une conduite circulaire qui pour la même vitesse donnerait la même perte de charge que la section rectangulaire.

Dans notre cas, connaissant le diamètre équivalent d_g , la vitesse de l'air W , et la rugosité ε de la paroi, nous pouvons avoir directement la perte de charge R_p sur la planche 10 de [1].

5.4.2. PERTES DE CHARGES SINGULIERES

Ce sont les pertes de charges localisées (coudes, joints, variation de section...), elles sont données par la relation :

$$Z = \sum_{i=1}^n \xi_i \frac{W^2}{2} \rho \quad [N/m^2]$$

$\sum \xi$: Somme des coefficients de résistance du tronçon.

5.4.3. PERTES DE CHARGES TOTALES

La perte de charge totale pour un tronçon est donnée par :

$$V = Z + R_p \cdot l = \frac{W^2}{2} \rho \left[\frac{\tau \cdot l}{d_g} + \sum_{i=1}^n \xi_i \right] \quad [N/m^2]$$

Elle est donnée par la somme des pertes de charges linéaires et singulières.

Pour des raisons pratiques (utilisation d'abaques et de tableaux), nous prendrons comme unité, le millimètre colonne d'eau (mm ce) au lieu de l'unité internationale S.I.

$$1 \text{ N/m}^2 = 0.102 \text{ mm ce}$$

$$V = 0.102 \frac{W^2}{2} \rho \left[\frac{\tau \cdot l}{d_g} + \sum_{i=1}^n \xi_i \right] \quad \text{mm ce}$$

5.5. RESEAU DE SOUFFLAGE

Pour un meilleur brassage de l'air et une bonne homogénéité de température, nous optons pour le mode de soufflage et d'extraction par plafond. Les gaines courent au dessus d'un faux plafond, qui abrite les diffuseurs.

Le tracé des gaines est représenté sur les figures (5.1) et (5.2). La perte de charge dans chaque tronçon est donnée dans les tableaux suivants pour chaque centrale.

Tableau (4-3) Pertes de charges dans les gaines de reprise

tronçon n°	1 ^{er} Etage					2 ^{eme} Etage				
	1'	2'	3'	4'	5'	1'	2'	3'	4'	5'
Longueur (m)	1 + 0,9	1,25	4	1,25	4,1+ 1,25	1 + 0,9	1,25	4	1,25	4,1+ 1,25
Débit d'air (m ³ /h)	3026	1010	2016	1008	1008	3531	1177	2354	1177	1177
Vitesse Estimée W' (m/s)	6	4	5	4	4	6	4	5	4	4
Hauteur h(m)	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Largeur s(m)	0,7	0,35	0,5	0,35	0,35	0,8	0,4	0,65	0,4	0,4
φ Equivalent dg (m)	0,3	0,26	0,28	0,26	0,26	0,32	0,26	0,3	0,26	0,26
Vitesse Calculée W (m/s)	6	4	5,6	4	4	6,13	4,09	5,03	4,09	4,09
Pertes par Frottement R (mm CE)	0,15	0,08	0,14	0,08	0,08	0,13	0,09	0,1	0,09	0,09
Pertes Totales par frottement Rl (mm CE)	0,29	0,1	0,56	0,1	0,43	0,25	0,12	0,4	0,12	0,48
Somme des Coef. Σ	1	2,3	2	1,1	3,8	1	1,1	1,4	2	4,6
Pertes Locali- sées Z (mm CE)	2,26	2,31	3,93	1,1	3,81	2,36	1,15	2,22	2,1	4,82
Pertes Totales Rl+Z (mm CE)	2,55	2,41	4,49	1,2	4,24	2,61	1,27	2,62	2,22	5,3

Tableau (4-3)(suite)

3^{eme} Etage

tronçon n°	1'	2'	3'	4'	5'
Longueur (m)	1 + 0,9	1,25	4	1,25	4,1+ 1,25
Débit d'air (m ³ /h)	3939	1313	2626	1313	1313
Vitesse Estimée W' (m/s)	6	4	5	4	4
Hauteur h(m)	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Largeur s(m)	0,9	0,45	0,7	0,45	0,45
φ Equivalent dg (m)	0,32	0,28	0,3	0,28	0,28
Vitesse Calculée W (m/s)	6,07	4,05	5,21	4,05	4,05
Pertes par Frottement R (mm CE)	0,13	0,08	0,11	0,08	0,08
Pertes Totales par frottement Rl (mm CE)	0,25	0,1	0,44	0,1	0,48
Somme des Coef. Σ	1	2,3	1,2	1,6	4,6
Pertes Locali- sées Z (mm CE)	2,31	2,37	2,04	1,65	4,73
Pertes Totales Rl+Z (mm CE)	2,56	2,47	2,48	1,75	5,21

Rez de chaussée

1'	2'	3'	4'	5'
1 + 0,9	1,25	4	1,25	4,1+ 1,25
3382	439	2943	1472	1471
6	3,5	5	4	4
0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
0,8	0,17	0,8	0,5	0,5
0,32	0,18	0,32	0,28	0,28
5,87	3,59	5,1	4,08	4,09
0,13	0,1	0,1	0,08	0,08
0,25	0,1	0,4	0,1	0,43
1	1,4	1,2	1,6	4,6
2,16	1,13	1,96	1,67	4,83
2,41	1,23	3,16	1,77	5,26

Tableau (4-3)(suite)

4^{eme} Etage

tronçon n°	1'	2'	3'	4'	5'
Longueur (m)	1 + 0,9	1,25	4	1,25	4,1+ 1,25
Débit d'air (m ³ /h)	3968	1324	2644	1322	1322
Vitesse Estimée W' (m/s)	6	4	5	4	4
Hauteur h(m)	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Largeur s(m)	0,9	0,45	0,7	0,45	0,45
φ Equivalent dg (m)	0,32	0,28	0,3	0,28	0,28
Vitesse Calculée W (m/s)	6,12	4,09	5,24	4,08	4,08
Pertes par Frottement R (mm CE)	0,14	0,08	0,11	0,08	0,08
Pertes Totales par frottement Rl (mm CE)	0,27	0,1	0,44	0,1	0,43
Somme des Coef. Σ	1	1,9	1,4	1,6	4,6
Pertes Locali- sées Z (mm CE)	2,35	1,99	2,41	1,67	4,8
Pertes Totales Rl+Z (mm CE)	2,62	2,09	2,85	1,77	5,23

Tableau (4-3)(suite)

5^{eme} Etage

tronçon n°	1'	2'	3'	4'	5'	6'
Longueur (m)	2	1,2	0,9	4,2	0,9	3,25 +0,9
Débit d'air (m ³ /h)	3395	498	725	2172	725	1447
Vitesse Estimée W'(m/s)	6	3,5	4	5	4	4,5
Hauteur h(m)	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Largeur s(m)	0,8	0,2	0,25	0,6	0,25	0,45
φ Equivalent dg (m)	0,32	0,2	0,22	0,3	0,22	0,28
Vitesse Calculée W (m/s)	5,89	3,46	4,03	5,03	4,03	4,47
Pertes par Frottement R (mm CE)	0,13	0,09	0,1	0,11	0,1	0,1
Pertes Totales par frottement Rl (mm CE)	0,26	0,11	0,09	0,46	0,09	0,42
Somme des Coef. Σ	0	1,4	1,4	1,3	1,4	4,3
Pertes Locali- sées Z (mm CE)	0	1,05	1,43	2,06	1,43	5,39
Pertes Totales Rl+Z (mm CE)	0,26	1,16	1,52	2,52	1,52	5,81

Tableau (4-1) (suite)

Rez de Chaussée

tronçon n°	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Longueur (m)	0,9	3,95	1	1,32	3	1,15	5,8	4,15	1,15	5,8
Débit d'air (m ³ /h)	3404	439	2965	23	2942	735	735	1472	735	735
Vitesse Estimée W' (m/s)	6	4	5	2,5	5	3,5	3,5	4	3,5	3,5
Hauteur h(m)	0,2	0,2	0,2	0,05	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Largeur s(m)	0,8	0,15	0,8	0,05	0,8	0,3	0,3	0,5	0,3	0,3
φ Equivalent dg (m)	0,32	0,17	0,32	0,05	0,32	0,24	0,24	0,28	0,24	0,24
Vitesse Calculée W (m/s)	5,91	4,06	5,14	2,56	5,10	3,4	3,4	4,09	3,4	3,41
Pertes par Frottement R (mm CE)	0,13	0,14	0,1	0,16	0,1	0,07	0,07	0,08	0,07	0,07
Pertes Totales par frottement Rl (mm CE)	0,12	0,55	0,1	0,21	0,3	0,08	0,41	0,33	0,08	0,41
Somme des Coef. Σ	0	4	0,01	5	0	3	3	0,2	1,4	1,4
Pertes Localisées Z (mm CE)	0	4,1	0,02	2,06	0	2,18	2,18	0,21	1,02	1,02
Pertes Totales Rl+Z (mm CE)	0,12	4,24	0,12	2,22	0,3	2,26	2,59	0,54	1,1	1,43

Tableau 4-1 Pertes de charges dans les gaines de soufflage

1^{er} Etage

tronçon n°	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Longueur (m)	0,9	4,9	1	1,32	3	1,15	5,8	4,15	1,15	5,8
Débit d'air (m ³ /h)	3052	607	2445	26	2419	605	605	1210	605	605
Vitesse Estimée W' (m/s)	6	4	5	3	4,5	3,5	3,5	4	3,5	3,5
Hauteur h(m)	0,2	0,2	0,2	0,05	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Largeur s(m)	0,7	0,2	0,7	0,05	0,7	0,25	0,25	0,4	0,25	0,25
φ Equivalent dg (m)	0,3	0,2	0,3	0,05	0,3	0,22	0,22	0,26	0,22	0,22
Vitesse Calculée W (m/s)	6,07	4,22	4,85	2,89	4,8	3,36	3,36	4,2	3,36	3,36
Pertes par Frottement R (mm CE)	0,15	0,12	0,1	0,22	0,09	0,07	0,07	0,09	0,07	0,07
Pertes Totales par frottement Rl (mm CE)	0,14	0,59	0,1	0,29	0,29	0,09	0,44	0,37	0,09	0,44
Somme des Coef. Σ	0	4	0,05	3,5	0	2,6	2,6	0,15	1,4	1,4
Pertes Localisées Z (mm CE)	0	4,47	0,07	1,83	0	2,88	2,88	0,17	0,99	0,99
Pertes Totales Rl+Z (mm CE)	0,14	5,06	0,17	2,12	0,29	2,97	3,32	0,54	1,08	1,43

Tableau (4-1) (suite)

2^{eme} Etage

tronçon n°	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Longueur (m)	0,9	4,9	1	1,32	3	1,15	5,8	4,15	1,15	5,8
Débit d'air (m ³ /h)	3557	871	2686	26	2660	665	665	1330	665	665
Vitesse Estimée W' (m/s)	6	4	5	3	4,5	3,5	3,5	4	3,5	3,5
Hauteur h(m)	0,2	0,2	0,2	0,05	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Largeur s(m)	0,8	0,3	0,8	0,05	0,8	0,25	0,25	0,45	0,25	0,25
φ Equivalent dg (m)	0,32	0,24	0,3	0,05	0,3	0,22	0,22	0,28	0,22	0,22
Vitesse Calculée W (m/s)	6,18	4,03	4,66	2,89	4,62	3,69	3,69	4,1	3,69	3,69
Pertes par Frottement R (mm CE)	0,16	0,09	0,09	0,22	0,09	0,09	0,09	0,08	0,09	0,09
Pertes Totales par frottement Rl (mm CE)	0,15	0,44	0,09	0,29	0,27	0,11	0,52	0,33	0,11	0,52
Somme des Coef. Σ	0	4,3	0,08	3,5	0	2,6	2,6	0,15	1,21	1,21
Pertes Localisées Z (mm CE)	0	4,38	0,11	1,83	0	2,2	2,2	0,16	1,03	1,03
Pertes Totales Rl+Z (mm CE)	0,15	4,82	0,2	2,12	0,27	2,22	2,72	0,49	1,14	1,55

Tableau (4-1) (suite)

3^{eme} Etage

tronçon n°	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Longueur (m)	0,9	4,9	1	1,32	3	1,15	5,8	4,15	1,15	5,8
Débit d'air (m ³ /h)	3965	791	3174	26	3148	787	787	1574	787	787
Vitesse Estimée W' (m/s)	6	4	5	3	4,5	3,5	3,5	4	3,5	3,5
Hauteur h(m)	0,2	0,2	0,2	0,05	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Largeur s(m)	0,9	0,25	0,9	0,05	0,9	0,3	0,3	0,5	0,3	0,3
φ Equivalent dg (m)	0,32	0,22	0,32	0,05	0,32	0,24	0,24	0,22	0,24	0,24
Vitesse Calculée W (m/s)	6,11	4,39	4,9	2,89	4,85	3,64	3,64	4,37	3,64	3,64
Pertes par Frottement R (mm CE)	0,15	0,12	0,09	0,22	0,09	0,08	0,08	0,12	0,08	0,08
Pertes Totales par frottement Rl (mm CE)	0,14	0,59	0,09	0,29	0,27	0,09	0,46	0,5	0,09	0,46
Somme des Coef. Σ	0	4	0,05	3,5	0	3	3	0,15	1,4	1,4
Pertes Localisées Z (mm CE)	0	4,84	0,08	1,83	0	2,49	2,49	0,18	1,16	1,16
Pertes Totales Rl+Z (mm CE)	0,14	5,43	0,18	2,12	0,27	2,58	2,95	0,68	1,25	1,62

Tableau (4-1) (suite)

4^{eme} Etage

tronçon n°	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Longueur (m)	0,9	4,9	1	1,32	3	1,15	5,8	4,15	1,15	5,8
Débit d'air (m ³ /h)	3989	795	3194	22	3172	793	793	1586	793	793
Vitesse Estimée W' (m/s)	6	4	5	3	4,5	3,5	3,5	4	3,5	3,5
Hauteur h(m)	0,2	0,2	0,2	0,05	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Largeur s(m)	0,9	0,25	0,9	0,05	0,9	0,3	0,3	0,55	0,3	0,3
φ Equivalent dg (m)	0,32	0,22	0,32	0,05	0,32	0,24	0,24	0,3	0,24	0,24
Vitesse Calculée W (m/s)	6,16	4,42	4,93	2,44	4,9	3,67	3,67	4	3,67	3,67
Pertes par Frottement R (mm CE)	0,14	0,12	0,09	0,13	0,09	0,08	0,08	0,09	0,08	0,08
Pertes Totales par frottement Rl (mm CE)	0,13	0,59	0,09	0,17	0,27	0,09	0,46	0,37	0,09	0,46
Somme des Coef. Σ	0	4	0,05	3,5	0	3	3	0,2	1,25	1,25
Pertes Localisées Z (mm CE)	0	4,9	0,08	1,3	0	2,53	2,53	0,2	1,06	1,06
Pertes Totales Rl+Z (mm CE)	0,13	5,49	0,17	1,47	0,27	2,62	2,99	0,57	1,15	1,52

Tableau (4-1) (suite)

5^{eme} étage

tronçon n°	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Longueur (m)	2,35	4	0,9	1,3	3,25	2,95	3,25	3,25	2,95	4
Débit d'air (m ³ /h)	3546	498	3048	724	2324	725	151	1448	724	724
Vitesse Estimée W' (m/s)	6	4	5	4	4,5	4	2,5	4	4	4
Hauteur h(m)	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Largeur s(m)	0,8	0,2	0,8	0,25	0,7	0,25	0,08	0,5	0,25	0,25
φ Equivalent dg (m)	0,32	0,2	0,32	0,22	0,3	0,22	0,11	0,28	0,22	0,22
Vitesse Calculée W (m/s)	6,15	3,46	5,29	4,02	4,61	4,02	2,62	4,02	4,02	4,02
Pertes par Frottement R (mm CE)	0,12	0,09	0,1	0,1	0,09	0,13	0,11	0,08	0,1	0,1
Pertes Totales par frottement Rl (mm CE)	0,28	0,36	0,09	0,13	0,29	0,38	0,36	0,26	0,3	0,4
Somme des Coef. Σ	0	5	0,03	3	0,01	2,3	4	0,07	1,21	1,21
Pertes Localisées Z (mm CE)	0	3,75	0,05	3,04	0,01	2,33	1,72	0,07	1,23	1,23
Pertes Totales Rl+Z (mm CE)	0,28	3,84	0,14	3,17	0,3	2,71	2,08	0,33	1,53	1,63

5.5.1. DETERMINATION DU RESEAU PRESENTANT LA PLUS GRANDE PERTE DE CHARGE

Pour le choix du ventilateur, il nous faudrait connaître la plus grande résistance offerte à l'air de soufflage, afin que la puissance du ventilateur puisse la vaincre. Pour cela on doit déterminer le réseau présentant la plus grande perte de charge.

On commence de l'extrémité des gaines jusqu'au ventilateur. Les réseaux les plus défavorisés au niveau de chaque centrale sont présentés dans le tableau suivant :

étage	rez de chaussée	1 ^{er}	2 ^{ème}	3 ^{ème}	4 ^{ème}	5 ^{ème}
perte de charge (mm ce)	4.36	5.2	4.97	5.57	5.62	4.12

5.6. RESEAU D'EXTRACTION

Le débit d'air extré est le même que celui qui est soufflé. Le tracé des gaines de reprises est représenté sur la figure (6.2) avec les gaines de soufflages.

5.6.1. DETERMINATION DU RESEAU PRESENTANT LA PLUS GRANDE PERTE DE CHARGE

Comme pour les gaines de soufflage, on doit déterminer le réseau présentant la plus grande perte de charge afin de

dimensionner adéquatement le ventilateur d'extraction.

Les réseaux les plus défavoriser au niveau de chaque centrale sont présentés dans le tableau suivant :

étage	rez de chassée	1 ^{er}	2 ^{ème}	3 ^{ème}	4 ^{ème}	5 ^{ème}
perte de charge (mm ce)	8.59	11.28	10.53	10.25	10.7	10.83

Au niveau des sanitaires, et pour des raisons évidentes d'hygiène, nous adopterons un système de reprise indépendant du réseau central. L'extraction se fera par tirage naturel par la gaine d'aération prévue par l'architect.

5.7. PUISSANCES DES VENTILATEURS

5.7.1. VENTILATEUR DE SOUFFLAGE

La pression fournie par le ventilateur doit être supérieur ou égale à la somme de toutes les pertes de charges (dans le réseau de gaine et la centrale de climatisation).

Chaque élément de la centrale possède une perte de charge qui est donnée par le constructeur. Dans notre cas, nous nous efforcerons de donner une estimation acceptable afin de mieux dimensionner notre installation.

De ce fait, les pertes de charges seront :

- Grille d'entrée : 2 mm ce
- Filtre : 6 mm ce
- Batterie de chauffe et de froid : 8 mm ce
- Réchauffeur : 8 mm ce
- Diffuseur : 1.5 mm ce
- Branchement à la centrale : 1.5 mm ce

D'où la perte de charge totale au niveau de chaque centrale sera

centrale	rez de chaussée	1 ^{er}	2 ^{ème}	3 ^{ème}	4 ^{ème}	5 ^{ème}
perte de charge totale (mm ce)	31.36	32.20	31.97	32.57	32.62	31.12

Disposant de la perte de charge totale, nous pouvons calculer ainsi la pression statique que doit fournir le ventilateur ainsi que sa puissance requise.

La puissance du ventilateur de soufflage est donnée par la relation :

$$N_s = \frac{\Delta P_s \cdot L_t}{\eta_v} \quad (W)$$

où :

ΔP_s : Perte de charge totale

(N/m^2)

L_t : Débit total

(W/m^2)

(m^3/s)

η_v : Rendement du ventilateur.

En estimant le rendement à 0.7; les puissances des ventilateurs de soufflage de chaque centrale sont résumées dans le tableau suivant :

centrale	rez de chaussée	1 ^{er}	2 ^{ème}	3 ^{ème}	4 ^{ème}	5 ^{ème}
puissance (W)	416	383	443	503	507	430

5.7.2. VENTILATEUR D'EXTRACTION

Ce ventilateur doit vaincre la perte de charge du réseau d'extraction

centrale	rez de chaussée	1 ^{er}	2 ^{ème}	3 ^{ème}	4 ^{ème}	5 ^{ème}
puissance (W)	140	157	172	188	196	173

RESEAU DE GAINES POUR LE 5^{ème} étage

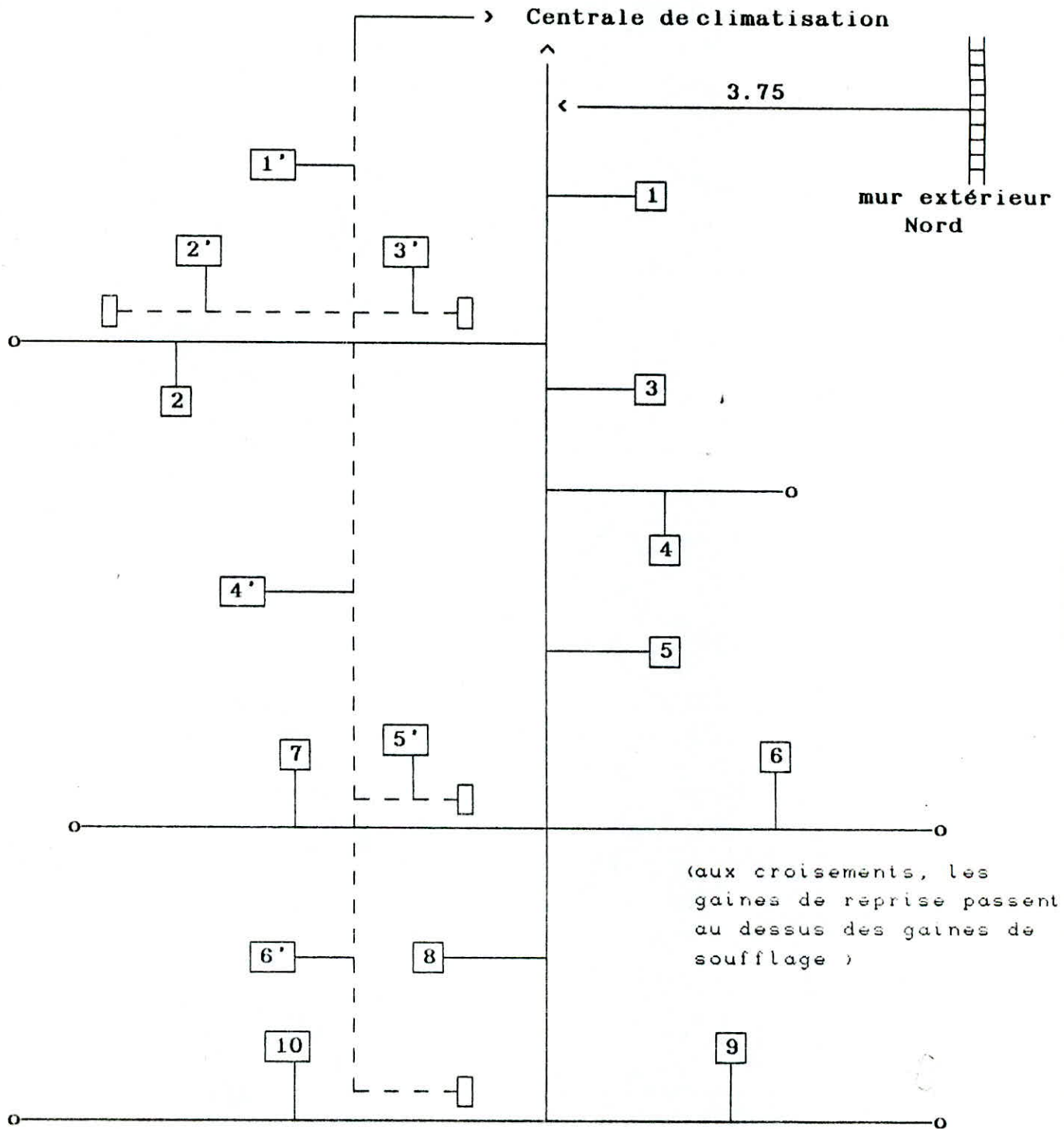


Fig. (5.1)

RESEAU DE GAINES POUR LES BUREAUX DU 1^{er}, 2^{ème}, 3^{ème},
4^{ème}, et le rez de chaussée

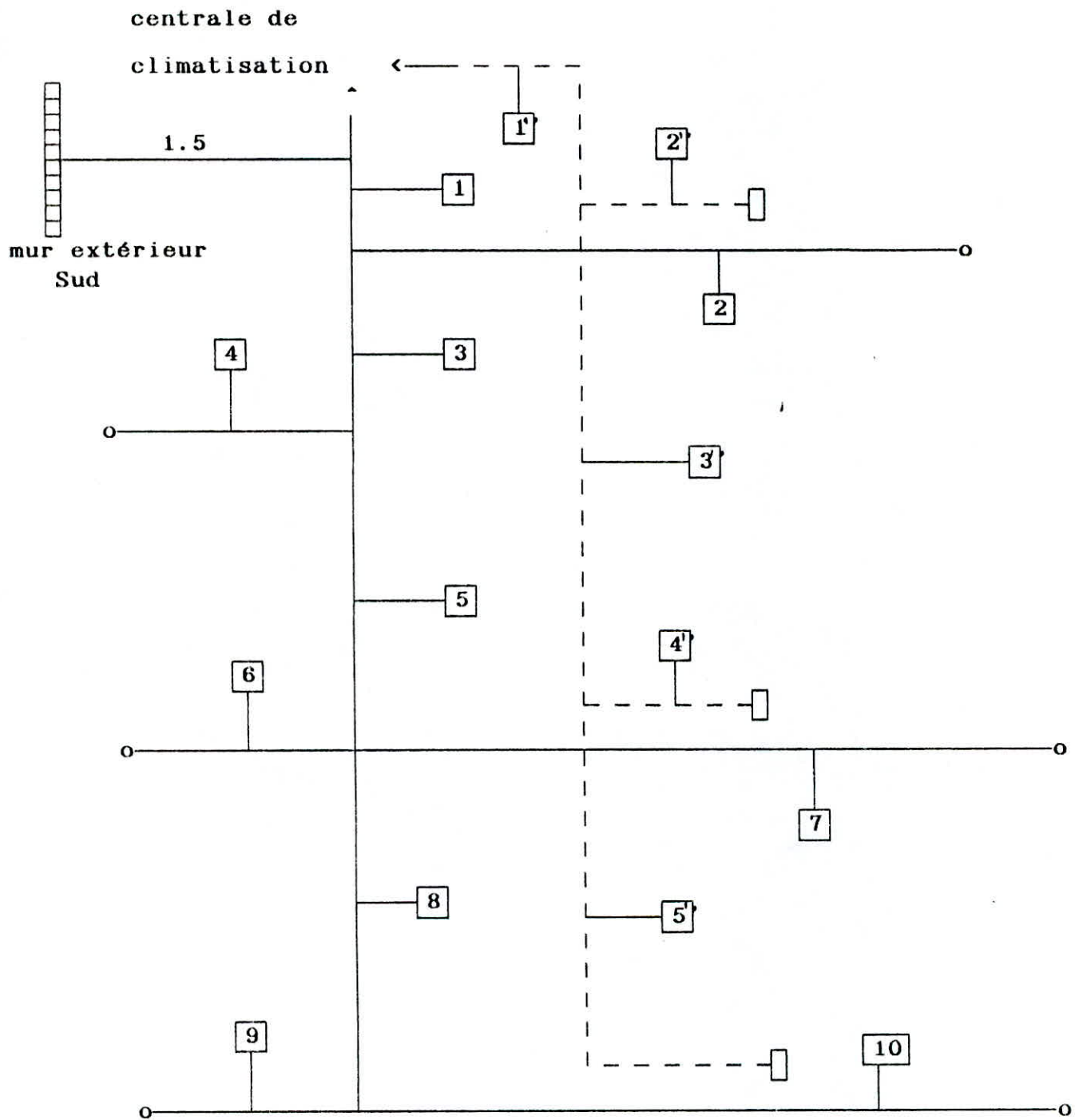


Fig. (5.2)

———— Soufflage - - - - - Reprise

Chapitre VI

REGULATION

6.1. GENERALITES

Dans la plupart des appareils et installations industrielles, tertiaires et même domestiques, il est nécessaire de maintenir des grandeurs physiques à des valeurs déterminées, en dépit des variations externes ou internes, influant sur ces grandeurs; le niveau d'un réservoir d'eau, la température d'un local, le débit d'une conduite étant par nature variables, doivent donc être réglés par des actions convenables sur le processus considéré; et c'est de cette nécessité qu'est née une science nouvelle appelée "REGULATION".

6.2. PRINCIPE DE REGULATION

Dans notre cas, le rôle du système de régulation est de maintenir des conditions intérieures constantes quelles que soient les conditions extérieures et intérieures du local.

De ce fait, on devra prévoir un système automatique qui réunira les fonctions mesure, traitement de signal, calcul, amplification, et commande de régulation afin de garder dans le local une température et un degré d'humidité acceptables, répondant aux normes de confort thermique.

6.3. SCHEMA DE REGULATION

Toutes les centrales que nous utilisons fonctionnent avec le même schéma.

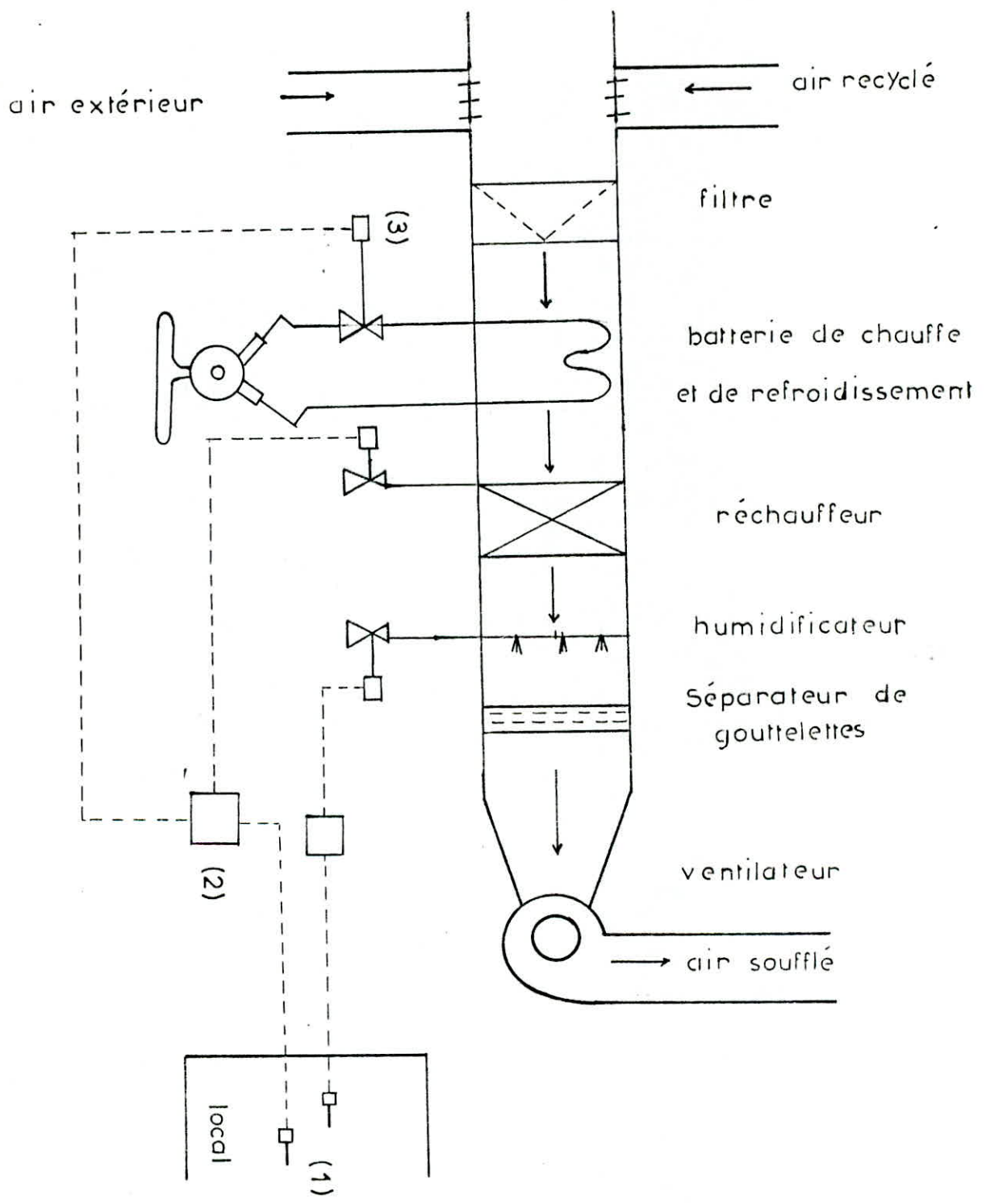
Le principe de fonctionnement est comme suit :

La température du local est mesurée par une sonde thermostatique qui agit à l'aide d'un régulateur simultanément sur la batterie de la pompe à chaleur, et sur le réchauffeur. La batterie étant à détente directe, l'action sur celle-ci est du type "tout ou rien" avec déclenchement en hiver pour une température avoisinant les 25°C, et en été pour une température avoisinant les 20°C. L'intervalle de fonctionnement ne doit pas être trop large de manière à respecter au mieux la zone de confort, ni trop étroit afin de limiter le nombre d'enclenchement et de désenclenchement. Ce choix sera laissé à l'ingénieur installateur pour des raisons d'expérience pratique.

Pour l'humidité, on a toujours le même principe avec un hygrostat placé dans le local, ou dans la gaine de reprise, et qui agit sur l'humidificateur par un système "tout ou rien", et qui se déclenche pour un intervalle d'humidité de 45% à 60% .

On conseillera d'utiliser un appareillage électronique pour améliorer la qualité de réglage, et augmenter la fiabilité du système.

- 1: sonde
- 2: regulateur
- 3: organe de commande



SCHEMA DE REGULATION DE LA CENTRALE

Conclusion

CONCLUSION

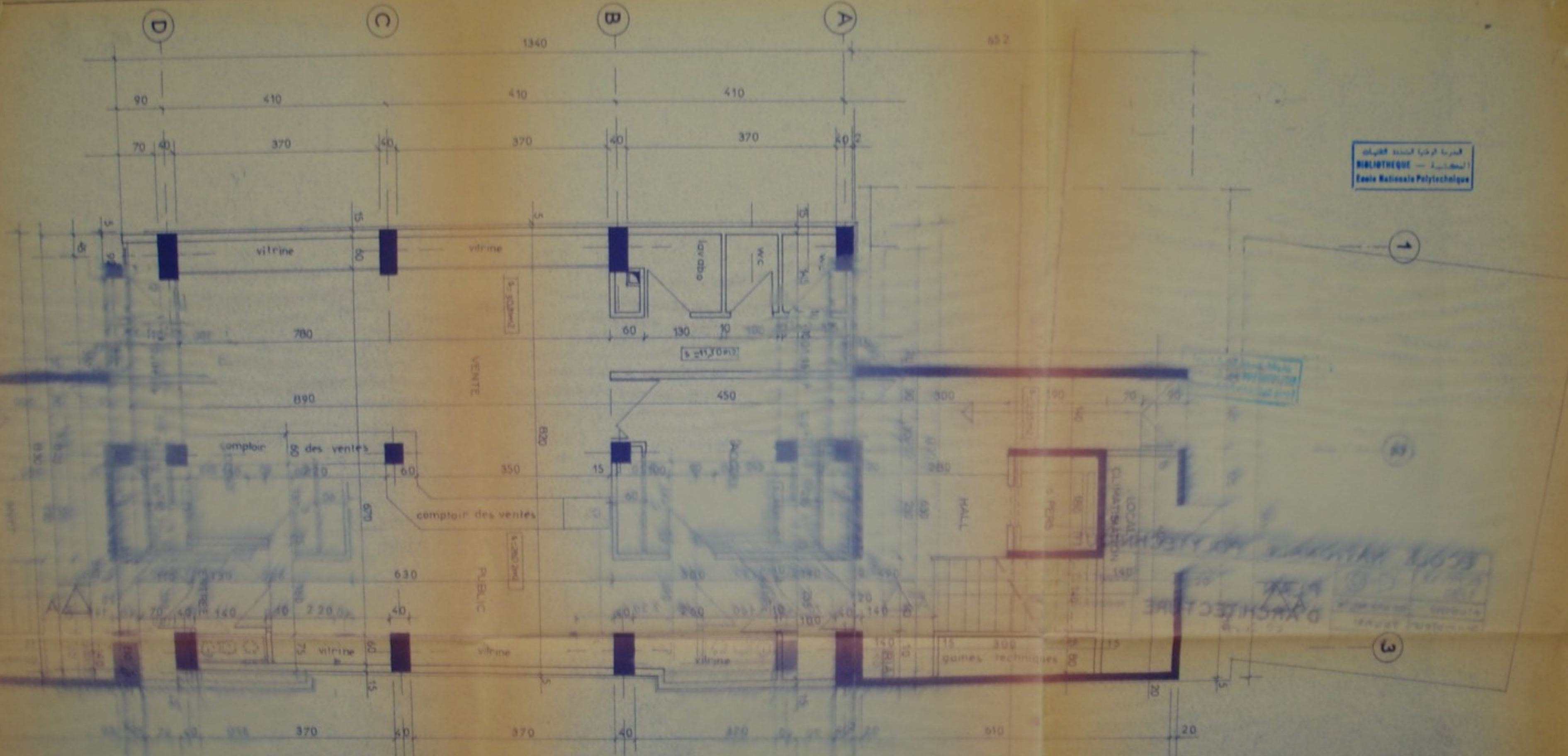
Notre installation de traitement de l'air a été dimensionnée pour des besoins frigorifiques correspondant à des conditions extérieures fixées ($t_e = 35^\circ\text{C}$ et $\varphi = 44$). Le réseau de gaines ainsi dimensionné fixe une répartition de débits constante aux différentes bouches de soufflage.

Pour d'autres conditions extérieures, notamment en hiver, la répartition du flux de chaleur apporté ne pourra pas toujours se superposer exactement avec celle des débits pour tous les locaux; c'est la raison qui nous impose l'utilisation de quelques radiateurs d'appoint.

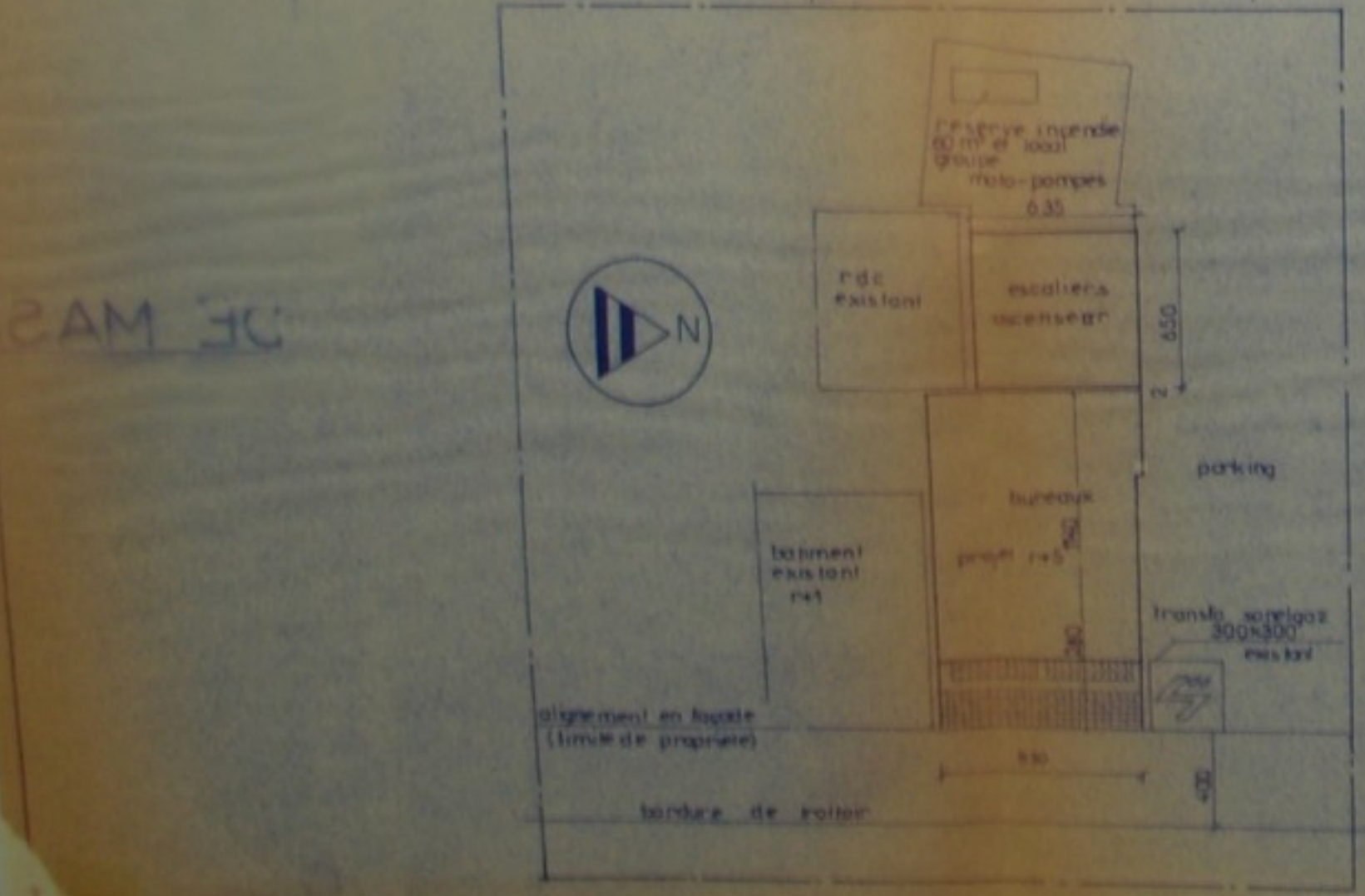
Une autre solution consistait à mettre au niveau de chaque bouche ou au niveau de chaque dérivation du réseau de gaines un système de régulation des débits manuel ou automatique, mais une telle solution a l'inconvénient, dans les installations de petites tailles comme la nôtre, lors de la variation du débit au niveau d'une bouche, d'entraîner des variations au niveau d'autres bouches. Néanmoins, nous estimons que notre installation pourra satisfaire aux besoins de confort thermique fixés, bien que dans la pratique, les facteurs économiques constituent également un important critère de choix.

BIBLIOGRAPHIE

- [11] H.RIETCHEL, W.RAISS .- Traite de chauffage et de climatisation - .volume 1.E DUNOD 1973.
- [12] H.RIETCHEL, W.RAISS .- Traite de chauffage et de climatisation - .volume 2.E DUNOD 1973.
- [13] Manuel technique CARRIER .- Bilans thermiques - .volume 1 E CARRIER.
- [14] Y.GUENAND .-La climatisation et les pompes à chaleur - E DESFORGES.
- [15] S.BELAKHOWSKY .- Chauffage et climatisation - . E TECHNIQUES ET VULGARISATION edition 6.
- [16] TECHNIQUES DE L'INGENIEUR .- Mécanique et chaleur - . volume c.
- [17] Manuel technique BILLMAN .- Principe de régulation et application - . E BILLMAN, 1969.



PLAN: REZ-DE-CHAUSSEE

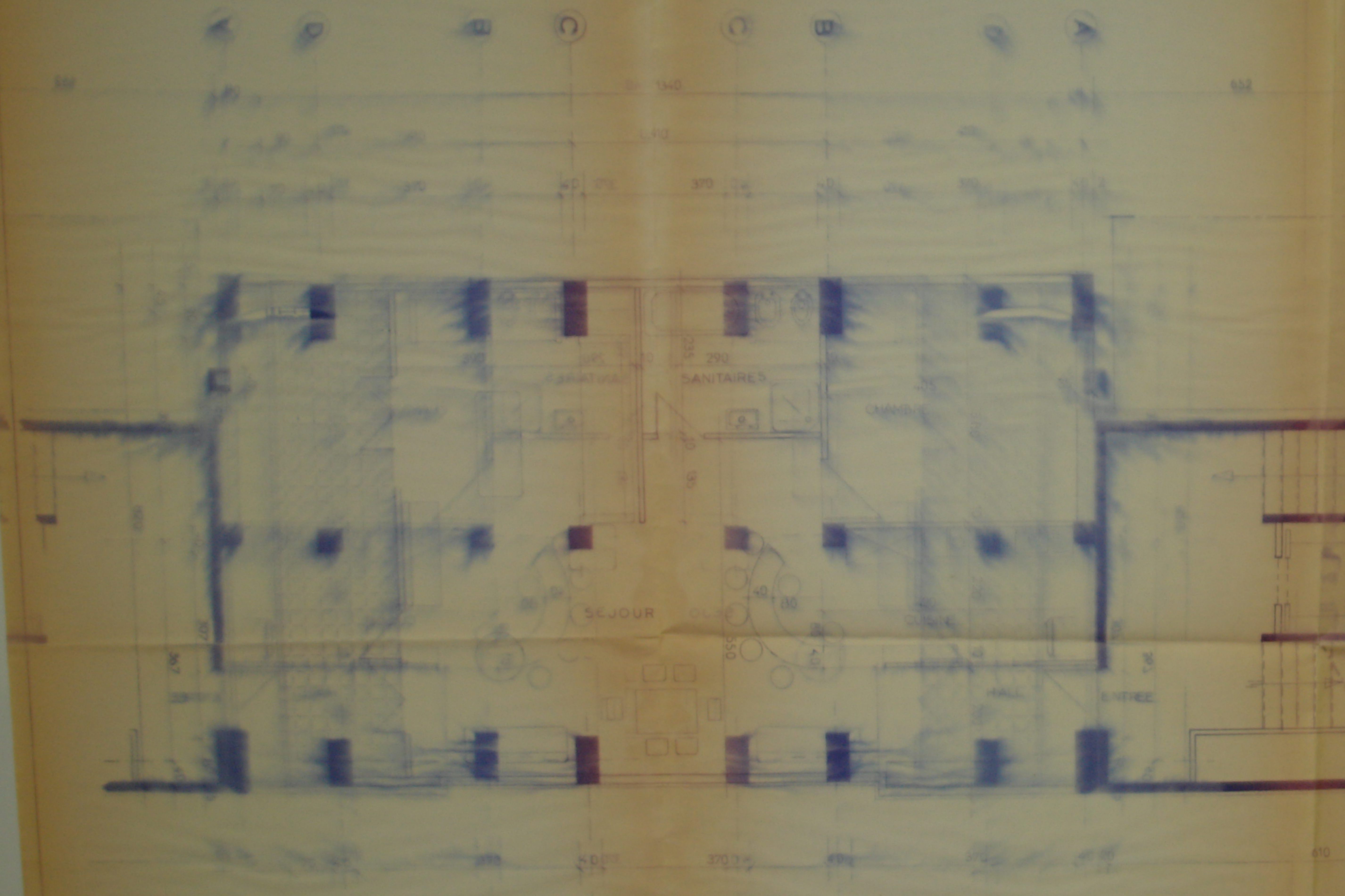


PLAN DE MASSE

Mao33A
 - 1 -

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		
ECHELLE 1/50		de par le maître
étudiant pour servir		maître d'œuvre
Préparé par: Yous		
date: 13/06/91		

PLAN
 D'ARCHITECTURE
 Plan de masse



COPIE DU PLAN DU 5^E ETAGE

P. Moo 33A
- 2 -

ÉCHELLE	1/20	PROJETANT	YOUSSEF
PROJETANT	YOUSSEF	DATE	11/06/91
DATE	11/06/91	PLAN D'ARCHITECTURE	
ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		5 ^E ETAGE	

مركز أبحاث الهندسة المعمارية
BIBLIOTHÈQUE - المكتبة
École Nationale Polytechnique

1
2
3

مركز أبحاث الهندسة المعمارية
BIBLIOTHÈQUE - المكتبة
École Nationale Polytechnique

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
ÉCHELLE	1/20	PROJETANT	YOUSSEF
PROJETANT	YOUSSEF	DATE	11/06/91
DATE	11/06/91	PLAN D'ARCHITECTURE	
ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		5 ^E ETAGE	

22

652

مدرسة الوطنية للتكنولوجيا
 BIBLIOTHEQUE - المكتبة
 Ecole Nationale Polytechnique

مدرسة الوطنية للتكنولوجيا
 BIBLIOTHEQUE - المكتبة
 Ecole Nationale Polytechnique



PLAN: ETAGE COURANT

مدرسة الوطنية للتكنولوجيا
 BIBLIOTHEQUE - المكتبة
 Ecole Nationale Polytechnique

PM00391
 - 3 -

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
ECHELLE	1/50		
etudeur	Younis		
Promoteur	Younis		
date	18/06/91		
		PLAN D'ARCHITECTURE	
		etage courant	

