

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

**Climatisation d'un
Grand Magasin**

3 PLANS

Proposé par :

M. TOMCZAK

Docteur Ingénieur à l'ENP

Etudié par :

S. MERDJANI

Dirigé par :

M. TOMCZAK



PROMOTION : Juin 1984

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

«O»

وزارة التعليم والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

«O»

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

«O»

Département : MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

Climatisation d'un
Grand Magasin

Proposé par :

M. TOMCZAK

Docteur Ingénieur à l'ENP

Dirigé par :

S. MERDJANI

Etudié par :

M. TOMCZAK

Promotion : Juin 1984

Nom et prénom: Merdjani Shaher
Département de Génie Mécanique
Promoteur: M.Tomczak

RESUME

Sujet:

Ce projet étudie la possibilité de climatiser un grand magasin situé dans la région de Dar El Beïda (Wilaya d'Alger) durant les quatre saisons de l'année.

Les principaux travaux effectués sont:

- Le recensement des besoins calorifiques et frigorifiques du magasin.
- La détermination du débit et de l'état de l'air à souffler.
- Dimensionnement des éléments de la centrale de climatisation, calcul et tracé du réseau de gaines.

SUMMARY

Subject: *project studies*

This ~~study~~ *study* ~~is~~ *of* the possibility ~~for~~ *of* air-conditioning a ~~large~~ *large* shop in the district of Dar El Beïda (Wilaya of Algiers) during the ~~fourth~~ *year around* seasons.

The principal tasks accomplished are:

- The ~~analysis~~ *requirements* of the calorific and frigorific ~~requirements~~ *requirements* of the shop. *balance*
- The determination of the blowed air condition and flow. *unit*
- The dimensioning of the air conditioning central ~~element~~ *unit*
- Calculation and ~~sketch~~ *diagram* of the extracted and blowed air system.

ملخص

موضوع
تتمثل هذا المشروع في دراسة إمكانية تكييف مستودع يقع في منطقة
الدار البيضاء (ولاية الجزائر) خلال الفصول الأربعة
إن الأعمال الرئيسية التي قمنا بها هي كالتالي:
- تحديد الحاجيات الحرارية والتبريدية للمستودع.
- تحديد تدفق ومعالجة الهواء الضروري للتكييف.
- حساب أبعاد أجزاء مركز التكييف.
- حساب ورسم قنوات إيصال واستخراج الهواء المعالج.

TABLE DES MATIERES

CHAPI:INTRODUCTION	1
I-1Généralités	1
I-2Notions sur la climatisation	1
I-3But du projet	2
I-4Plan de travail	2
I-5Données de base	3
I-51Conditions extérieures	3
I-52Conditions intérieures	3
CHAPII:BILANS THERMIQUES	5
II-1Bilan thermique hiver	5
II-1-1Calcul des coefficients "k"	5
II-1-2Besoins calorifiques	9
II-2Bilan thermique été	18
II-2-1Charges frigorifique intérieures	19
II-2-2Charges frigorifique extérieures	21
II-2-3Charge frigorifique d'un local	27
CHAPIII DEBIT ET ETAT DE L'AIR	38
III-1Généralités:	38
III-2Calcul des débits d'air	38
III-2-1Bilan thermique et bilan d'humidité	39
III-2-2Débit d'air minimum	43
III-2-3Point de soufflage hiver	46

CHAP IV INSTALLATION DE CLIMATISATION ET TRAITEMENT DE L'AIR	49
IV-1 Généralités	49
IV-2 Prélèvement et épuration de l'air	49
a-Prélèvement de l'air	49
b-Purification de l'air	50
IV-3 Traitement de l'air	51
a-Fonctionnement en été	51
b-Fonctionnement en hiver	58
c-Gabarit de la centrale	63
CHAP V CALCUL DES RESEAUX DE GAINES	66
V-1 Généralités	66
V-2 Calcul des dimensions	66
V-3 Calcul des pertes de charge	67
V-3-1 Pertes de charge dans les tronçons rectilignes	67
V-3-2 Pertes de charges localisés	68
V-3-3 Pertes de charges totales dans un tronçon	68
V-3-4 Tableaux récapitulatifs	68
APPENDICE : REGULATION	86
CONCLUSION	88

TABLE DES FIGURES

Traitement de l'air été	57
Traitement de l'air hiver	62
Gabarit de la centrale	64
Disposition de la centrale dans le local technique	65
Réseau de soufflage	834
Réseau d'extraction	835
Schéma de régulation de l'installation	837

TABLE DES TABLEAUX

Coéfficient de transmission global	8
Besoins calorifiques	12
Gains par rayonnement	24
Besoins frigorifiques	28
Débit et état de l'air en été	42
Débits d'air minimum	44
Débit et état de l'air en hiver	46, 48
Pertes de charge dans la gaine de soufflage	69
Coefficients de résistance dans le réseau de soufflage	72
Détermination des organes de réglage dans le réseau de soufflage	77
Pertes de charge dans la gaine d'extraction	78
Coefficients de résistance dans le réseau d'extraction	81
Détermination des organes de réglage dans le réseau d'extraction	83

PRINCIPAUX SYMBOLES ET ABREVIATIONS UTILISEES

h :	hauteur	m
b :	largeur	m
e :	épaisseur	m
d :	diamètre	m
S :	Surface	m ²
V :	volume	m ³
ρ :	masse volumique	kg/m ³
p :	pression	N/m ²
L :	débit d'air	kg/h; m ³ /h
P :	puissance	kcal/h.
Q :	besoins calorifique ou frigorifique	kcal/h.
K :	Coefficient de transmission global	kcal/m ² .h.°C
α :	Coefficient d'échange thermique	kcal/h.m ² .°C
λ :	Conductivité calorifique	kcal/m.h.°C
R :	perte de charge par unité de longueur	kgp/m ² .m ; mmCE/m
w :	vitesse d'écoulement	m/s
t :	température	°C
φ :	humidité relative	%
x :	teneur en eau	g/kg d'air
Z :	pertes de charge localisées	kgp/m ² ; mmCE

I-1 Généralités :

L'homme cherche toujours à améliorer ses conditions de ~~Vie~~ ^{séjour}. Alors pour assurer son confort il a mis au point un procédé lui permettant d'assurer une ambiance agréable dans les salles de séjour et de travail et cela en traitant l'air.

Ce procédé lui assure simultanément le contrôle de la température et de l'humidité de l'air : c'est la climatisation.

De nos jours la climatisation est devenue un procédé courant et largement utilisé. C'est un domaine en pleine expansion, car dans toutes les administrations ou usines ou salles de séjours on a besoin de confort thermique.

I-2 Notions sur la climatisation :

La climatisation permet de maintenir simultanément et dans des plages bien définies plusieurs paramètres de l'air agissant sur le confort de l'individu.

Ces paramètres sont les suivants :

- La température de l'air.
- L'humidité relative de l'air.
- La vitesse de répartition de l'air dans le local.
- La pureté de l'air.

Le contrôle de ces facteurs permet au corps humain de dissiper dans l'ambiance une quantité de chaleur plus ou moins favorable au point de vue physiologique.

Cette chaleur éliminée par le corps humain se compose de :

C'est maigre 2

- La chaleur sensible ou chaleur sèche, qui est la somme des pertes par rayonnement, conduction et convection.

- La chaleur latente ou chaleur humide, qui est la somme des pertes par évaporation et respiration.

La chaleur latente est affectée par l'humidité et la vitesse de l'air, tandis que la chaleur sensible est affectée par la température ambiante et par la vitesse de l'air.

I-3 But du projet :

On se propose d'assurer la climatisation d'un grand magasin faisant office de supermarché de 1350 m^2 de surface :

Notre installation doit assurer :

- En période estivale : le rafraîchissement, l'humidification et la ventilation.

- En période hivernale : le chauffage, l'humidification et la ventilation.

I-4 Plan de travail :

Dans notre travail on suit cet organigramme :

- Détermination des besoins calorifiques (hivers) et frigorifiques (été) de tous les locaux.

- Calcul des débits d'air nécessaires aux différents locaux.

- Détermination de l'installation de climatisation.

- Etablissement des réseaux de gaines présentant le moins de pertes de charge possible.

I.5 Données de base:

Le magasin considéré se trouve à proximité de la ville de Dar-El-Beida. Il est implanté dans un site particulièrement découvert, sur un terrain plat.

L'altitude du lieu d'implantation est d'environ 24 mètres, la latitude Nord est de $36^{\circ}43'$.

I.5.1 Conditions extérieures:

Les conditions climatologiques servant de base aux différents calculs sont pour la région de Dar-El-Beida:

- Hiver : $T_e = +5^{\circ}\text{C}$ $\varphi_a = 85\%$

- Été : $T_e = 35^{\circ}\text{C}$ $\varphi_a = 35\%$

Les températures choisies en hivers et en été sont respectivement la moyenne des minimas et la moyenne des maximas.

I.5.2 Conditions intérieures:

Les conditions intérieures permettent d'assurer le "bien-être thermique" de l'individu mais elles doivent tenir compte des conditions extérieures de façon à éviter les chocs thermiques dues à un trop grand écart de température entre l'extérieur et l'intérieur pouvant porter préjudice à la santé des occupants.

Afin d'éviter un traitement de l'air indépendant pour chaque local on a choisie les mêmes conditions intérieures pour tous les locaux à climatiser.

- En hiver : $t_i = 20^{\circ}\text{C}$

- En été : $t_i = 27^{\circ}\text{C}$

En ce qui concerne l'humidité relative on ne dispose que de valeurs limites. Un degré hydrométrique supérieur

à 70% engendre une sensation de malaise et un degré hydro-
-métrique inférieur à 30% provoque des irritations des muqueuses
de la gorge. En général on prend une humidité relative comprise
entre 40 et 60%. L'humidité relative sera prise en toute
saison égale à 50%.

CHAP II

BILANS THERMIQUES

Il existe de sortes de bilan thermique, celui de l'hiver et celui de l'été. Tous deux permettent de dimensionner l'installation de climatisation et à cause de cela les bilans doivent être déterminés avec une grande précision en connaissant tous les facteurs influant sur ces bilans de manière à ne pas surdimensionner ou sous dimensionner l'installation de climatisation.

II-1 Bilan thermique hiver (d'après (1))

Les besoins calorifiques d'un local son une pure caractéristique de la construction. Ils dependent :

- des dimensions du local.
- du type de construction des différentes parois.
- de l'orientation du local.

II-1-1 Calcul des coefficients "K" de transmission des parois :

Ce coefficient exprimé en $\text{kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ représente la quantité de chaleur échangée en une heure à travers une paroi, par mètre carré de surface et par degré de différence entre les températures de l'air baignant ses faces extérieures et intérieures.

Le coefficient "K" inversé ($1/k$) exprime une résistance offerte au passage de la chaleur à travers une paroi formée de plusieurs couches. Elle s'exprime par :

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \sum_{i=1}^n R_i \quad \left(\frac{\text{h} \cdot \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}{\text{kcal}} \right) \quad (1)$$

• (1) Voir Bibliographie

où : $\frac{1}{h_i}$ et $\frac{1}{h_e}$: sont les résistances superficielles intérieures et extérieures.

R_i : la résistance thermique de la couche (i).

n : le nombre de couches.

- Coefficient "K" des fenêtres et portes :

Porte	$K = 2,0$ (1)
Porte extérieure, bois	$K = 3,0$ (1)
Porte double	$K = 2,0$ (1)
Porte extérieure vitrée, double châssis	$K = 2,1$ (2)
Paroi vitrée avec des vitres à simple châssis	$K = 5,5$ (2)

- Coefficient "K" des Parois :

Pour déterminer les coefficients de transmission des différentes parois on donne :

* Coefficient de transmission superficielle à l'intérieur :

$$\alpha_i = 7 \text{ kcal/h.m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

* Coefficient de transmission superficielle à l'extérieur :

$$\alpha_e = 20 \text{ kcal/h.m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Murs Extérieurs: (1)

Les murs extérieurs sont en béton avec isolation extérieure et façade-rideau ((1) tableau A59).

À l'intérieur on a 10 cm de béton puis 3,5 cm de plaque de laine, puis une couche d'air de 3,5 cm et enfin un habillage de la façade amiante-ciment.

Coefficient global de transmission: $K = 1,12 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$

Poids par m^2 : $M = 270 \text{ kg/m}^2$

Murs Intérieurs: (1)

On utilise des briques creuses de 10 cm ((1) tableau A19)

Coefficient global de transmission: $K = 1,63 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$

Poids par m^2 : $M = 120 \text{ kg/m}^2$

Toit: (1)

On a un toit alvéolé ((1) tableau A59). Il est revêtu de l'extérieur par une couverture, puis 4 cm de panneau isolant en fibres douces puis enfin il y a un armature métallique alvéolée.

Coefficient global de transmission: $K = 0,68 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$

Poids par m^2 : $M = 40 \text{ kg/m}^2$

À l'intérieur des différents locaux on fait usage de faux-plafond.

Sol: (2)

Le sol: est constitué par une couche de béton léger de 25 cm d'épaisseur, recouvert par des dalles en matière plastique de 5 mm d'épaisseur. Selon (2):

Poids spécifique du béton léger: 1900 kg/m^3

Poids spécifique des dalles plastiques: 1760 kg/m^3

D'où: Poids par m^2 : $M = 1900 \cdot 25 \cdot 10^{-2} + 1760 \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 484 \text{ kg/m}^2$

Murs Extérieurs: (1)

Les murs extérieurs sont en béton avec isolation extérieure et façade-rideau ((1) tableau A59).

A l'intérieur on a 10 cm de béton puis 3,5 cm de plaque de laine, puis une couche d'air de 3,5 cm et enfin un habillage de la façade amiante-ciment.

Coefficient global de transmission: $K = 1,12 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$

Poids par m^2 : $M = 270 \text{ kg/m}^2$

Murs Intérieurs: (1)

On utilise des briques creuses de 10 cm ((1) tableau A19)

Coefficient global de transmission: $K = 1,63 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$

Poids par m^2 : $M = 120 \text{ kg/m}^2$

Toit: (1)

On a un toit alvéolé ((1) tableau A59). Il est revêtu de l'extérieur par une couverture, puis 4 cm de panneau isolant en fibres douces puis enfin il y a un armature métallique alvéolée.

Coefficient global de transmission: $K = 0,68 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$

Poids par m^2 : $M = 40 \text{ kg/m}^2$

A l'intérieur des différents locaux on fait usage de faux-plafond.

Sol: (2)

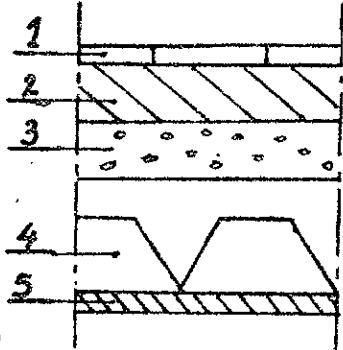
Le sol est constitué par une couche de béton léger de 25 cm d'épaisseur, recouvert par des dalles en matière plastique de 5 mm d'épaisseur. Selon (2):

Poids spécifique du béton léger: 1900 kg/m^3 .

Poids spécifique des dalles plastiques: 1760 kg/m^3

D'où: Poids par m^2 : $M = 1900 \cdot 25 \cdot 10^{-2} + 1760 \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 484 \text{ kg/m}^2$

Plancher du premier étage:



N°	Constitution	ρ (kg/m ³)	e (m)	λ ($\frac{\text{kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$)	R ($\frac{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}{\text{kcal}}$)
1	Carrelage granito	2750	0,02	3,01	
2	mortier de ciment	2000	0,02	0,99	
3	Béton	2300	0,05	1,5	
4	hourdi Béton	245			0,18
5	enduit plâtre	1000	0,01	0,41	

$$\frac{1}{K} = \frac{2}{\alpha_i} + \sum_{i=1}^n R_i$$

$$= \frac{2}{7} + \frac{0,02}{3,01} + \frac{0,02}{0,99} + \frac{0,05}{1,5} + 0,18 + \frac{0,01}{0,41}$$

$$= 0,53$$

$$K = 1,88 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$M = 465 \text{ kg/m}^2$$

0,0387

II.1.2 Besoins calorifiques:

Les déperditions calorifiques d'un local sont deux genres:

- Les déperditions calorifiques par transmission à travers les parois, planchers etc... dues à la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur

- Les déperditions calorifiques par ventilation causées par l'infiltration de l'air à l'intérieur du local.

II.1.2.1 Besoins calorifiques par transmission Q_T :

(Selon la norme DIN 4701 d'après (1))

Il existe une différence entre les pertes calorifiques par transmission (Q_0) et les besoins calorifiques de transmission d'un local (Q_T). Q_0 résulte de la somme des pertes par transmission globale de tous les éléments de l'enveloppe d'un local.

De Q_0 on déduit les besoins calorifiques de transmission Q_T en le multipliant par un coefficient de majoration Z qui contient des majorations partielles:

$$Z = 1 + Z_U + Z_A + Z_H$$

Z_U : pour interruption d'exploitation du chauffage.

Z_A : pour la compensation des surfaces extérieures froides.

Z_H : pour l'orientation.

On a alors: $Q_T = Q_0 Z$

Les pertes de chaleur par transmission q_0 pour chaque surface d'enveloppe d'un local se calculent par l'équation fondamentale de la

transmission de chaleur: $q_0 = k \cdot s \cdot (t_i - t_e)$

k : coefficient de transmission globale ($\text{kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)

s : surface de la paroi. (m^2)

t_i : température intérieure ($^{\circ}\text{C}$)

t_e : température extérieure ($^{\circ}\text{C}$)

La somme des déperditions élémentaires q_0 de chaque paroi donne les déperditions par transmission totale du local.

$$Q_0 = \sum q_0$$

II-1-2-2 Besoins calorifiques pour les pertes par ventilation Q_L

L'air pénètre dans le local à travers les portes et les fenêtres par l'action du vent. Cette quantité d'air dépend des défauts d'étanchéité et des différences de pression entre l'extérieur et l'intérieur de ce fait il est nécessaire d'apporter un supplément calorifique.

Les besoins calorifiques Q_L s'expriment par la relation:

$$Q_L = \sum (\alpha l) R H (t_i - t_e) Z_E \quad (\text{kcal/h})$$

Où $\sum (\alpha l)$ est la perméabilité des fenêtres et portes au vent.

R est la caractéristique du local

H est la caractéristique de l'immeuble.

t_i, t_e sont respectivement les températures externes et internes

Z_E : Facteur de majoration pour fenêtre d'angle.

Les besoins calorifiques du local s'expriment donc par

la relation: $Q_{\text{Totale}} = Q_T + Q_L$

$$Q_{\text{Totale}} = \sum q_k (1 + Z_u + Z_A + Z_H) + \sum (\alpha l) R H (t_i - t_e) Z_E$$

(kcal/h)

Les principales abréviations utilisées sont:

ME: mur extérieur.

MI: mur intérieur.

PE: porte extérieure.

PaV: paroi vitrée.

Plr: plancher.

SI: sol.

T: Toit.

PI: porte intérieure.

Remarque: Dans la suite de nos calculs on négligera les déperditions calorifiques par le sol car la différence entre la température du sol et celle des locaux est très faible (d'après la table 37 de (2) qui donne la température du sol en fonction de la température extérieure, on remarque que pour une température extérieure $t_e = 5^\circ\text{C}$, la température du sol avoisine les 20°C)

1-Magasin . t = 20°C V = 5400 m³

Abreviation	Constitution et épaisseur des murs	Longueur ou largeur	hauteur	Surface	Deduction	Nombre	chiffre retenu pour les calculs	coefficient K	Différence de température ΔT	Déperditions calorifiques par transmission Q ₀	M A J O R A T I O N			Besoins calorifiques de transmission Q _T	Besoins calorifiques de Ventilation Q _V	Besoins calorifiques Total Q _{Totale}
PE	-	1,54	2,17	3,34	-	2	3,34	2,1	15	210						
ME	18	30	6	180	-	2	180	1,12	15	6050						
ME	18	30	6	180	47,57	1	125,75	1,12	15	2110						
PV	-	21,92	2,17	47,25	-	1	47,57	5,5	15	3920						
T	-	-	-	900	-	1	900	0,68	15	9180						
Somme des déperditions par transmission										21470	15	5	1,2	25760	320	26080

Abreviation	épaisseur des murs (cm)	Longueur ou largeur (m)	hauteur (m)	surface (m ²)	Déduction (m ²)	Nombre	chiffre retenu pour les calculs (m ²)	Coefficient K (kcal/h m ² °C)	Différence de température ΔT (°C)	Dépense calorifiques per transmission Q ₀ (kcal/h)	M A J O R A T I O N			Besoins calorifiques de transmission Q _T (kcal/h)	Besoins calorifiques de ventilation Q _V (kcal/h)	Besoins calorifiques Total. Q _{Total} (kcal/h)	
2- Dépôt . t = 20°C V = 1550 m ³																	
PE	-	1,54	2,17	3,34	-	1	3,34	2,0	45	100							
ME	18	15,36	6	92,16	-	1	92,16	4,12	15	1550							
ME	18	15,14	6	90,84	3,34	1	87,50	4,12	15	1190						7060	
T	-	-	-	257,63	-	1	257,63	0,68	15	2630							
Somme des dépenses par transmission										5750	15	5	1,2	6900	160		
3- Bureau (rez de chaussée) t = 20°C V = 60 m ³																	
ME	18	4	3	12	-	1	12	4,12	15	200							
Somme des dépenses par transmission.										200	20	5	1,15	230	0		230

Abréviations	
épaisseur des murs (cm)	
Longueur ou Largeur (m)	
hauteur (m)	
Surface (m ²)	
Déduction (m ²)	
Nombre	
chiffres retenus pour les calculs (m ²)	
Coefficient K (kcal/h·m ² ·°C)	
différence de température ΔT (°C)	
Déperditions calorifiques par transmission Q ₀ (kcal/h)	
Z _D % = Z _U + Z _A	M A J O R A T I O N
Z _H %	
Z = 1 + %	
Besoins calorifiques de transmission Q _T (kcal/h)	
Besoins calorifiques de ventilation Q _V (kcal/h)	
Besoins calorifiques Total Q _{total} (kcal/h)	

4-Vestiaire femmes(rez de chaussée) t=20°C V=60m³

ME	18	4	3	12	-	1	12	4,12	15	200									
Somme des déperditions par transmission										200	20	-5	4,15	2,30	0	2,30			

5-Vestiaire hommes(rez de chaussée) t=20°C V=60m³

ME	18	4	3	12	-	1	12	4,12	15	200									
ME	18	5	3	15	-	1	15	4,12	15	250									
Somme des déperditions par transmission										450	15	0	4,15	5,20	0	5,20			

6-Corridor (rez de chaussée) $t = 20^{\circ}\text{C}$ $V \approx 200\text{m}^3$											
Abreviations											
		épaisseur des mur (cm)		Longueur ou largeur (m)		hauteur (m)		Surface (m ²)		Déduction (m ²)	
		Nombre		chiffre retenu pour les calculs (m ²)		Coefficient K (kcal/hm ² °C)		Différence de température ΔT (°C)		Déperditions calorifiques par transmission Q_0 (kcal/h)	
		MAJORIZATION		$Z_0\% = Z_u + Z_A$		$Z_H\%$		$Z = 1\%$		Besoin calorifique de transmission Q_T (kcal/h)	
										Besoin calorifique de ventilation Q_L (kcal/h)	
										Besoin Calorifique Total Q_{Total} (kcal/h)	
T	-	-	-	19	-	1	19	0,68	45	190	
ME	18	2,5	3	7,5	-	1	7,5	4,12	15	130	
ME	18	3	6	18	1,82	1	46,18	4,12	15	270	
PE	-	0,84	2,17	1,82	-	1	1,82	3,0	15	80	
Somme des déperditions par transmission										670	20
Z-Bureau (1 ^{er} étage) $t = 20^{\circ}\text{C}$ $V = 60\text{m}^3$										670	5
ME	18	4	3	12	-	1	12	4,12	15	200	
T	-	-	-	20	-	1	20	0,68	15	200	
Somme des déperditions par transmission										400	20
										400	-5
										400	1,15
										400	4,50
										0	0
										460	

Abréviation		épaisseur du mur (cm)		Longueur ou Largeur (m)		hauteur (m)		Surface (m ²)		Déduction (m ²)		Nombre		chiffre retenu pour les calculs (m ²)		Coefficient K (Kcal/h · m ² · °C)		Différence de température ΔT (°C)		Déperdition calorifique par transmission Q ₀ (Kcal/h)		MAJORATION		Besoin calorifique de transmission Q _t (Kcal/h)		Besoin calorifique de ventilation Q _v (Kcal/h)		Besoin calorifique Total Q _{total} (Kcal/h)			
10- Corridor (1 ^{er} étage) t = 20°C V = 165m ³																															
ME	18	2,5	3	7,5	-	1	7,5	4,12	15	130																					
T	-	-	-	46,88	-	1	46,88	0,68	15	480																					
Somme des déperditions par transmission																															
610 20 -5 4,95 700 0 700																															
11- Douche (1 ^{er} étage) t = 20°C V = 24m ³																															
T	-	-	-	8	-	1	8	0,68	15	80																					
Somme de déperditions par transmission																															
80 0 0 1 80 0 80																															

II-2 Bilan thermique été :

Les mêmes processus que pour le bilan thermique hiver doivent être pris en considération pour le calcul de la puissance frigorifique.

La charge frigorifique dépend de la construction, de l'orientation, de l'équipement et de l'utilisation du local.

La charge frigorifique d'un local est la base du dimensionnement de l'installation de réfrigération. Elle est égale à la somme de la charge frigorifique intérieure Q_{int} et de la charge frigorifique extérieure Q_{ext} .

Si on calculait les gains instantanés on admettrait que l'installation les compense au fur et à mesure de leur production. Mais on a remarqué que, d'une façon générale, une installation déterminée sur ce principe était surdimensionnée ceci provient du volant thermique constitué par les matériaux de construction, de la non simultanéité des valeurs maxima des divers gains. A cause de cela la société CARRIER a établi des coefficients d'amortissement qui permettent de calculer à un instant bien déterminé la charge frigorifique réelle.

Ces coefficients dépendent de la masse de la construction (d'un local) rapportée à la surface du plancher :

Cette masse M est égale à :

$$M = \frac{\sum_{k=1}^n M_{ek} + \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n M_{ik}}{A}$$

M_{ek} : masse des murs extérieurs, du plancher et du plafond (kg)

M_{ik} : masse des murs intérieurs séparant d'autres locaux climatisés (kg)

A : surface du plancher (m^2)

Ces coefficients d'amortissement dépendent aussi de la durée de fonctionnement de l'installation

Il existe deux sortes de coefficients d'amortissement pour la détermination du bilan thermique :

- Un coefficient pour les gains par ensoleillement à travers les vitres.
- Un autre pour les gains dus à l'éclairage.

Les gains de chaleur instantanés d'un local comprennent les gains par l'insolation (rayonnement solaire), par l'éclairage, par les occupants, par les appareils divers, par les transmissions à travers les murs, toits, vitrages etc....

II-2-1 Charge frigorifique intérieure Q_{int} :

La charge frigorifique intérieure représente les quantités de chaleur dégagée sous forme latente ou sensible à l'intérieur des locaux à climatiser par les occupants Q_{oc} , par les appareils divers Q_{ap} , par l'éclairage Q_{ec} .

a-Chaleur dégagée par les occupants Q_{oc} :

Le corps humain dégage de la chaleur sensible (élévation de température) et de la vapeur d'eau pour pouvoir maintenir sa température interne égale à 37°C .

Cette chaleur est amenée au niveau de l'épiderme par la circulation sanguine et dissipée :

- Vers les parois environnantes par rayonnement.
- Vers l'air ambiant par convection au niveau de l'épiderme et des voies respiratoires.

La chaleur dégagée par les occupants s'exprime par la relation :

$$Q_{oc} = (\text{chaleur dégagée par personne}) \times (\text{nombre de personnes})$$

(Kcal/h)

$$Q_{oc} = [\text{Gains latents} + \text{Gains sensibles}] \times \text{coefficient d'amortissement} \times (\text{nombre de personnes})$$

Les Gains latents et sensibles sont tirés de la table 48 de (2).

Le coefficient d'amortissement est tiré de la table 12 de (2)

Pour évaluer le nombre de personnes dans le local 1 (magasin), on estime que le $\frac{1}{3}$ de la surface totale est réservée aux clients, les $\frac{2}{3}$ restant sont occupées par les divers installations (meubles et machines).

On admet aussi que lorsque le magasin est complet 1 m² est occupé par 1 personne au plus : Nombre de clients = $\frac{1}{3} \cdot 900 \cdot 1 = 300$ personnes

Le nombre d'employés est de 30 personnes.

2 employés travaillent continuellement dans le dépôt.

Dans les bureaux on suppose qu'il ya continuellement 3 personnes par bureau.

Dans les autres locaux on néglige les gains dus aux occupants, car ils ne sont que rarement occupés.

b-Chaleur dégagée par l'éclairage Q_{ec} :

Cette quantité de chaleur est dégagée sous forme de chaleur sensible

Elle est dégagée par rayonnement, convection et conduction.

La chaleur dégagée par un éclairage fluorescent est donnée par la

formule : $Q_{ec} = P_u \cdot S_{pl} \cdot CA_{ec} \cdot 0,86 \cdot 1,25$ (kcal/h)

P_u : puissance utile de l'éclairage par m² de surface de plancher.

S_{pl} : surface du plancher (m²)

CA_{ec} coefficient d'amortissement des gains dus à l'éclairage, qui dépend :

- de la nature de la construction,
- de la durée du fonctionnement de l'installation qui est de 12 heures dans notre cas.
- du type d'éclairage (fluorescent ou incandescent) et de son installation (encastrée ou non encastrée).
- du nombre d'heures écoulées depuis l'allumage.

Le coefficient 0,86 tient compte de la conversion des Watt en kcal/h et le coefficient 1,25 tient compte d'une majoration de 25% correspondant à la puissance absorbée par le ballast.

c-Chaleur dégagée par les appareils divers Q_{ap} :

Les appareils utilisés dans le magasin et le dépôt sont des appareils frigorifiques qui ne dégagent que de la chaleur sensible.

Les appareils utilisés ont une capacité de 700 l chacun. 5 (cinq) sont installés dans le magasin et 5 (cinq) autres dans le dépôt

Gain sensible pour un appareil = 2100 kcal/h

Le dégagement de chaleur du ou des appareils électroniques dans le magasin est négligeable donc :

$$Q_{ec} = 5 \cdot 2100 = 10500 \text{ kcal/h.}$$

II-2-2 Charge frigorifique extérieure Q_{ext} :

La charge frigorifique extérieure est le gain de chaleur pénétrant dans la salle par les murs, fenêtres, plafond et plancher.

Ces gains de chaleur qu'il faut éliminer sont deux sortes :

- Gains de chaleur à travers des surfaces vitrées.
- Gains de chaleur à travers des parois non vitrées.

a-Gains à travers des surfaces (non) vitrées:

Ces gains se divisent en deux catégories: des gains par transmission Q_0 et les gains par rayonnement Q_R .

-Gains par transmission Q_0 :

Ces gains s'obtiennent comme tous les gains par transmission à partir du coefficient de transmission global K , de la différence de température entre l'air extérieur et celui du local et de la surface d'échange

$$s: \quad Q_0 = k \cdot s \cdot (t_e - t_i) \quad \text{kcal/h}$$

t_e : température extérieure ($^{\circ}\text{C}$)

t_i : température intérieure ($^{\circ}\text{C}$)

-Gains par rayonnement Q_R :

Le gain par rayonnement dépend de la situation géographique, de l'orientation de la surface vitrée et de la période de l'année considérée.

Le gain par rayonnement est donnée par la formule suivante pour une vitre ne présentant de surface à l'ombre:

$$Q_R = I_{\text{max}} \cdot CA_s \cdot CC \quad \text{kcal/h.}$$

I_{max} : valeur maximale du rayonnement total pour le mois et l'heure considérée, pour l'orientation et la latitude donnée (kcal/h.m^2)

(donnée par les table du manuel Carrier (2))

CA_s : coefficient d'amortissement des gains à travers une surface vitrée ensoleillée et il dépend:

- de l'orientation et de l'heure considérée
- de la durée de fonctionnement de l'installation (12 heures)
- de la nature de la construction (poids par m^2 de plancher)

CC : coefficient de correction sur les gains par ensoleillement.

Il a pour but de corriger les valeurs maximales du rayonnement total. Ce coefficient a été déterminé sur les bases suivantes (d'après (2)) :

- Une surface vitrée égale à 85% de la surface de l'ouverture dans le mur, 15% représentant l'encadrement.
- Atmosphère limpide.
- Altitude 0.
- Point de rosée de $19,5^{\circ}\text{C}$ au niveau de la mer.

Tandis que nos hypothèses sont les suivantes :

- Encadrement représente environ 15% de la surface d'ouverture.
- Atmosphère pas très limpide
- Altitude : 24 m.
- Point de rosée des conditions de base $t = 35^{\circ}\text{C}$
 $\varphi = 35\%$ } $t_{\text{rosée}} = 17,4^{\circ}\text{C}$

L'atmosphère n'étant pas limpide, on estime que le coefficient de correction est de 0,90.

Correction de 0,7% pour 300 d'altitude : pour 24 m on ne fait pas de correction.

Correction de +14% pour un point de rosée inférieur à $19,5^{\circ}\text{C}$ par 10°C pour $t_{\text{rosée}} = 17,4^{\circ}\text{C}$ on fait une correction de 2,94%.

d'où le coefficient de correction sera :

$$CC = 0,90 \cdot 2,94\% = 0,927$$

La facade vitrée considérée est la facade nord-est pour une latitude Nord de 40° et d'après (2) le gain maximal est de $360 \text{ kcal/h}\cdot\text{m}^2$ d'ouverture à 7h du matin mais à cette heure le magasin n'est pas encore ouvert. On calculera Q_R pour les autres heures de la journée.

Moment de la journée	8h	14h	16h
Gains maxima instantanés (kcal/h·m ²)	303	38	32
Surface vitrée	47,57	47,57	47,57
Coefficient d'amortissement	0,5	0,27	0,23
Coefficient de correction	0,927	0,927	0,927
Gains réels instantanés Q_R (kcal/h)	6680	450	320

Gains par rayonnement pour la journée

du 21 juin.

b-Gains à travers les parois non vitrées:

Ces gains sont déterminés à l'heure où ils atteignent leur maximum.

Ils sont non seulement dus à la différence de température entre l'air extérieur et l'air intérieur, mais également au rayonnement solaire auxquelles sont soumises les faces extérieures. Du fait que l'ensoleillement et la température extérieure sont essentiellement variables dans le temps il est difficile de déterminer de façon précise, l'intensité du flux à un instant donné alors on a eu recours à la notion empirique de "Différence équivalente de la température" définie comme la différence entre les températures de l'air extérieur et intérieur, qui donnerait lieu au même flux de chaleur, compte tenu de la différence de température réelle et l'effet de l'ensoleillement sur la face extérieure. Cette différence de température peut être alors appliquée à la relation relative au régime permanent, soit :

$$Q_0 = k \cdot S \cdot \Delta t_{eq} \quad (\text{kcal/h})$$

k : coefficient de transmission global ($\text{kcal/h.m}^2.\text{°C}$)

S : surface considérée (m^2)

Δt_{eq} : différence équivalente de température (°C)

La différence équivalente de température dépend :

- de l'orientation de la façade
- de l'heure considérée.
- du poids par m^2 des matériaux constituant la paroi.

Les différences équivalentes de température sont données dans les tables du Manuel Carrier (2), elles ont été calculées dans les conditions suivantes :

- Intensité du rayonnement solaire en juillet pour 40° de latitude Nord.

- Variation de 11°C sur la température sèche extérieure en 24 heures.
- Température extérieure maximale de 35°C et température intérieure de base de 27°C , soit 8°C de différence.
- Un coefficient d'absorption des murs et toits de 0,90.
- Les heures indiquées sont les heures solaires.

Comme nos conditions sont différentes de celles des tables de (2) notre différence équivalente de température sera déterminée par la formule empirique suivante selon (2) :

$$\Delta t_{eq} = a + \Delta t_{es} + b \frac{R_s}{R_m} (\Delta t_{em} - \Delta t_{es})$$

Δt_{eq} : différence équivalente de température corrigée.

a : Correction tenant compte : - d'un écart de température \neq de 8°C entre les températures sèches intérieures et extérieures (8°C dans notre cas)
- d'une variation de température sèche extérieure en 24 heures différente de 11°C (13°C dans notre cas)

on aura : $a = -1,1^{\circ}\text{C}$

Δt_{es} : Différence équivalente de température à l'heure considérée pour la paroi à l'ombre (table 19 et 20 de (2))

Δt_{em} : Différence équivalente de température à l'heure considérée pour la paroi ensoleillée (table 19 et 20 de (2))

b : coefficient tenant compte de la couleur de la face extérieure de la paroi.

face extérieure de couleur sombre $b = 1$

face extérieure de couleur moyenne $b = 0,78$

face extérieure de couleur claire $b = 0,55$

Les murs extérieurs sont de couleur claire : $b = 0,55$

le toit est de couleur moyenne : $b = 0,78$

R_0 : Ensoleillement maximum pour le mois et la latitude considérée à travers une surface vitrée, soit verticale pour l'orientation considérée (mur) soit horizontale (toit) (table 15 ou 6 de (2))

R_m : Ensoleillement maximal (kcal/h.m^2) en juillet pour 40° de latitude Nord, à travers une surface vitrée, soit verticale pour l'orientation considérée; soit horizontale (toit) (table 15 ou 6 de (2))

Pour une paroi à l'ombre, quelle que soit son orientation: $\Delta t_{em} = \Delta t_{es}$
d'où: $\Delta t_{eq} = \Delta t_{es} + a$

II-2-3 Charge frigorifique d'un local Q_f :

C'est la somme des différents gains du local à savoir:

des gains par rayonnement, par transmission à travers les surfaces vitrées, par transmission à travers les parois non vitrées, par les occupants, par les appareils divers et par l'éclairage.

$$Q_f = Q_{oc} + Q_{ap} + Q_{ec} + Q_R + \Sigma Q_o \quad (\text{kcal/h})$$

II-2-3-1 Détermination de l'heure où Q_f est max:

Il s'agit de trouver une heure de la journée où la charge frigorifique est maximum. Pour cela on calcule la valeur maximum de chaque gain (occupant, éclairage...) séparément et enfin comparer ces valeurs entre elles.

II-2-4 Tableaux récapitulatifs:

On dispose de plusieurs tableaux:

- Pour la détermination de la charge frigorifique Q_f .

Charges externes											Charges internes						
Abbréviation	Orientation	épaisseur des murs (cm)	Longueur ou largeur (m)	hauteur (m)	Surface (m ²)	Déduction (m ²)	Nombre	chiffre retenu pour le calcul (m ²)	Coefficient K (Kcal/h.m ² °C)	différence de température ΔT (°C)	diff de température équivalente Δt_{eq} (°C)	gains par transmission Q_b (Kcal/h)	gains par rayonnement Q_R (Kcal/h)	Nombre d'occupants	chaleur dégagée par les occupants Q_{oc} (Kcal/h)	gains dus à l'éclairage Q_{ec} (Kcal/h)	gains dus aux appareils Q_{ap} (Kcal/h)
1-Magasin $t_i = 27^\circ\text{C}$ le 21 juin à 8 h $M = 697 \text{ kg/m}^2$																	
ME	NE	18	30	6	180	54,25	1	125,75	4,12	-	-1,5	-210					
ME	NO	18	30	6	180	-	1	180	4,12	-	-3,3	-670					
ME	SE	18	30	6	180	-	1	180	4,12	-	-1,7	-340					
T	H	-	-	-	900	-	1	900	0,68	-	-3,2	-2880					
PE	-	-	4,54	2,17	8,34	-	2	6,68	2,1	8	-	440					
Pav	-	-	21,92	2,17	47,57	-	1	47,57	5,5	8	-	2090					
gain total par transmission												-1900	6680	330	34310	28480	40500
Charge frigorifique totale: $Q_f = 78070 \text{ Kcal/h}$																	

29

Charges externes												Charges internes					
Abréviation	Orientation	épaisseur des murs (cm)	longueur ou largeur (m)	hauteur (m)	Surface (m ²)	Déduction (m ²)	Nombre	chiffres retenus pour le calcul (m ²)	Coefficient k (Kcal/h m ² °C)	différence de température ΔT (°C)	différence de température équivalente ΔT _{eq} (°C)	gains par transmission Q ₀ (kcal/h)	gains par rayonnement Q _r (kcal/h)	Nombre d'occupants	chaleur dégagée par les occupants Q _{oc} (kcal/h)	gains dus à l'éclairage Q _{ec} (kcal/h)	gains dus aux appareils Q _{ap} (kcal/h)
1-Magasin												t _i = 27°C		le 21 juin à 14h			
PE	-	-	1,64	2,17	3,34	-	2	6,68	2,1	8	-	110					
ME	NE	18	30	6	180	54,25	1	125,75	1,12	-	3,7	520					
ME	NO	18	30	6	180	-	1	180	1,12	-	3,1	620					
ME	SE	18	30	6	180	-	1	180	1,12	-	7,5	1510					
P ₂ V	-	-	21,92	2,47	47,57	-	1	47,57	5,5	8	-	2090					
T	H	-	-	-	900	-	1	900	0,68	-	14,4	8810					
gain total par transmission												13660	450	330	34310	28480	10500
Charge frigorifique totale : Q _f = 87400 kcal/h																	

Charges externes

Charges internes

Abréviation	Orientation	épaisseur des murs (Cm)	longueur ou largeur (m)	hauteur (m)	surface (m ²)	Déduction (mf)	Nombre	chiffre obtenu pour le calcul (m ²)	Coefficient k (Kcal/h m ² °C)	différence de température ΔT (°C)	diff de température équivalente Δt _{eq} (°C)	gains par transmission Q ₀ (Kcal/h)	gains par rayonnement Q _r (Kcal/h)	Nombre d'occupants	chaleur dégagée par les occupants Q _{oc} (Kcal/h)	gains dus à l'éclairage Q _{ec} (Kcal/h)	gains dus aux appareils Q _{ap} (Kcal/h)
1-Magasin t _i = 27°C le 21 juin à 16 h																	
ME	NE	18	30	6	180	54,25	1	125,75	1,12	-	5,3	750					
ME	NO	18	30	6	180	-	1	180	1,12	-	5,8	1170					
ME	SE	18	30	6	180	-	1	180	1,12	-	6,7	1350					
T	H	-	-	-	900	-	1	900	0,68	-	19,5	11930					
PE	-	-	4,54	2,17	3,34	-	2	6,68	2,1	8	-	110					
P _{av}	-	-	21,92	2,17	47,57	-	1	47,57	5,5	8	-	2090					
gain total par transmission												1740	320	330	34310	28480	10500

Charge frigorifique totale Q_f = 91010 kcal/h

Charges externes											Charges internes						
Abréviation	Orientation	épaisseur du mur (cm)	longueur ou largeur (m)	hauteur (m)	surface (m ²)	Deduction (m ²)	Nombre	Chiffre retenu pour le calcul (m ²)	Coefficient K (kcal/hm ² °C)	différence de température ΔT (°C)	diff de température équivalente ΔT_{eq} (°C)	gains par transmission Q_0 (kcal/h)	gain par rayonnement Q_r (kcal/h)	Nombre d'occupants	chauffage apporté par les occupants Q_{oc} (kcal/h)	gains dus à l'aération Q_{ac} (kcal/h)	gains dus aux appareils Q_{ap} (kcal/h)
2-Dépot $t_i = 27^\circ\text{C}$											le 21 juin à 16 h $M = 799 \text{ kg/m}^2$						
ME	NO	18	15,36	6	92,16	-	1	92,16	1,12	-	5,8	600					
ME	SO	18	15,14	6	90,84	3,34	1	87,50	1,12	-	10,9	1070					
PE	-	-	1,54	2,17	3,34	-	1	3,34	2,0	-	10,9	70					
T	H	-	-	-	257,63	-	1	257,63	0,68	-	49,5	3420					
gain par transmission												5160	0	2	350	2060	10500
Charge frigorifique totale $Q_f =$											18070 kcal/h						

Charges externes													Charges internes																						
Abréviations		Orientation		épaisseur du mur (cm)		Longueur ou largeur (m)		hauteur (m)		surface (m ²)		Déduction (m ²)		Nombre		Chiffre retenu pour le calcul (m ²)		Coefficient k (kcal/h m ² °C)		différence de température ΔT (°C)		diff de température équivalente Δt _{eq} (°C)		gains par transmission Q ₀ (kcal/h)		gain par rayonnement Q _r (kcal/h)		Nombre d'occupants		chaleur dégagée par les occupants Q _{oc} (kcal/h)		gains dus à l'éclairage Q _{ec} (kcal/h)		gains dus aux appareils Q _{ap} (kcal/h)	
3-Bureau (rez de chaussée) t _i =27°C le 21 juin à 16h M=1000 kg/m ²																																			
ME	SE	18	4	3	12	-	1	12	1,12	-	6,7	90	0	3	28	320	0																		
gain par transmission																																			
Charge fugazifiqua totale Q _f =690 kcal/h																																			
4-Vestiaire femmes t _i =27°C le 21 juin à 16h M=1000 kg/m ²																																			
ME	SE	18	4	3	12	-	1	12	1,12	-	6,7	90	0	0	0	0	0																		
gain par transmission																																			
Charge fugazifiqua totale Q _f =90 kcal/h																																			

Charges externes												Charges internes					
5-Vestibule hommes . $t_a = 27^\circ\text{C}$ le 21 juin à 16h $M = 1000\text{ kg/m}^2$																	
Abréviation	Orientation	épaisseur du mur (cm)	longueur ou largeur (m)	hauteur (m)	surface (m ²)	Déduction (m ²)	Nombre	chiffre retenu pour le calcul (m ²)	Coefficient K (kcal/h/m ² °C)	différence de température DT (°C)	diff de température moyenne DT _{pm} (°C)	gains par transmission Q ₀ (kcal/h)	gain par rayonnement Q _r (kcal/h)	Nombre d'occupants	chaleur dégagée par les occupants Q _{oc} (kcal/h)	gains dus à la ventilation Q _{ec}	gains dus aux appareils Q _{ap} (kcal/h)
ME	SE	18	4	3	12	-	1	12	1,12	-	6,7	90					
ME	50	18	5	3	15	-	1	15	1,12	-	10,9	180					
gain par transmission												270	0	0	0	0	
Charge frigorifique totale.												$Q_f = 270\text{ kcal/h}$					

Charges externes										Charges internes																											
Abréviations		Orientation		épaisseur du mur (cm)		Longueur ou largeur (m)		hauteur (m)		surface (m ²)		Déduction (m ²)		Nombre		différence de température pour le calcul (m ²)		Coefficient k (kcal/h.m ² .°C)		différence de température ΔT (°C)		diff. de température équivalente Δteq (°C)		gains par transmission Q ₀ (kcal/h)		gains par rayonnement Q _r (kcal/h)		Nombre d'occupants		chaleur dégagée par les occupants Q _{oc} (kcal/h)		gains dus à l'éclairage Q _{ec} (kcal/h)		gains dus aux appareils Q _{ap} (kcal/h)			
6-Corridor $t_i = 27^\circ\text{C}$ le 21 juin à 16h $M = 980 \text{ kg/m}^2$																																					
T	H	-	-	-	-	19	-	1	19	0,68	-	19,5	200																								
ME	SO	18	18	2,5	3	7,5	-	1	7,5	1,12	-	10,9	90																								
ME	SE	18	18	3	6	18	1,82	1	16,18	1,12	-	6,7	120																								
PE	SE	-	-	0,84	2,17	1,82	-	1	1,82	3,0	-	6,7	40																								
Gain total par transmission													450	0	0	0	840	0																			
Charge frigorifique totale $Q_f = 1290 \text{ kcal/h}$																																					

Charges externes

Charges internes

Abbréviation	Orientation	épaisseur du mur (cm)	Longueur ou largeur (m)	hauteur (m)	Surface (m ²)	Déduction (m ²)	Nombre	différence de surface pour le calcul (m ²)	Coefficient K (kcal/m ² °C)	différence de température IST (°C)	diff de température équivalente à l'été (°C)	gain par transmission Q ₀ (kcal/h)	gain par rayonnement Q _r (kcal/h)	Nombre d'occupants	chaleur dégagée par les occupants Q _{oc} (kcal/h)	gains dus à l'éclairage Q _{ec} (kcal/h)	gains dus aux appareils Q _{ap} (kcal/h)
--------------	-------------	-----------------------	-------------------------	-------------	---------------------------	-----------------------------	--------	--	--	------------------------------------	--	---	--	--------------------	--	--	--

7-Bureau (1^{er} étage) h_i = 27°C le 21 juin à 16h M = 525 kg/m²

ME	SE	18	4	3	12	-	1	12	1,12	-	-	50					
T	H	-	-	-	20	-	1	20	0,68	-	-	270					

gain par transmission

360 0 3 280 320 0

Charge frigorifique totale Q_f = 960 kcal/h

8-Vestiaire femmes h_i = 27°C le 21 juin à 16h M = 525 kg/m²

ME	SE	18	4	3	12	-	1	12	1,12	-	-	90					
T	H	-	-	-	20	-	1	20	0,68	-	-	270					

gain par transmission

360 0 0 0 0 0

Charge frigorifique totale Q_f = 360 kcal/h

Charges externes												Charges internes																			
9-Vestibule hommes $t_i = 27^\circ\text{C}$ le 21 juin à 16h $M = 525 \text{ kg/m}^2$																															
Abréviation	Orientation	Pénitance du mur (cm)		Longueur ou Largeur (m)		Hauteur (m)		Surface (m ²)		Réduction (m ²)		Nombre		Coefficient K (kcal/h m ² °C)		différence de température ΔT (°C)		différence de température ΔT_{ext} (°C)		gain par transmission Q_{tr} (kcal/h)		gains par rayonnement Q_r (kcal/h)		Nombre d'occupants		Chaleur dégagée par les occupants Q_{oc} (kcal/h)		Gains des plafonds (kcal/h)		Gains des murs (kcal/h)	
ME	SE	48	4	3	12	-	1	12	4,12	-	6,7	50																			
ME	50	48	5	3	15	-	1	45	4,12	-	10,9	180																			
T	H	-	-	-	20	-	1	20	0,60	-	19,5	270																			
gain par transmission																															
540																															
0																															
0																															
0																															
0																															
0																															
0																															

Charge frigorifique totale $Q_f = 540 \text{ kcal/h}$

Charges externes

Charges internes

10-Corridor (1^{er} étage)

$t_i = 27^\circ\text{C}$ le 21 juin à 16h $M = 600 \text{ kg/m}^2$

Abréviation	Orientation	épaisseur de mur (cm)	longueur ou largeur (m)	hauteur (m)	Surface (m ²)	Deduction (m ²)	Nombre	chiffre retenu pour le calcul (m ²)	coefficient k (kcal/h m ² °C)	différence de température ΔT (°C)	diff. temp. relat. équivalente Δt_{eq} (°C)	gains par transmission Q_0 (kcal/h)	gain par rayonnement Q_r (kcal/h)	Nombre d'occupants	Chaleur dégagée par les occupants Q_{oc} (kcal/h)	gains dus à l'éclairage Q_{ec} (kcal/h)	gains dus aux appareils Q_{ap} (kcal/h)
ME	SO	18	2,5	3	7,5	-	1	7,5	4,12	-	18,9	90					
T	H	-	-	-	46,68	-	1	46,68	0,68	-	19,5	620					

gains par transmission

710 0 0 0 620 0

Charge frigorifique totale

$Q_f = 1330 \text{ kcal/h}$

11-Douche

$t_i = 27^\circ\text{C}$ le 21 juin à 16h

T	H	-	-	8	-	1	8	0,68	-	19,5	110						
gain par transmission												110	0	0	0	0	0

Charge frigorifique totale

$Q_f = 110 \text{ kcal/h}$

CHAPITRE II

DEBIT ET ETAT DE L'AIR

II-1 Généralités:

L'installation qu'on se propose de dimensionner est une centrale à un seul réseau de gaines. Ce choix a été dicté par la simplicité de ce genre d'installation et par son coût relativement peu élevé.

L'installation fonctionnera en air recyclé, cela permet d'avoir des économies d'énergie mais on doit respecter les conditions d'hygiène.

Pour caractériser la dimension d'une installation de climatisation, on indique généralement son "débit d'air" qui représente la quantité d'air introduite à l'heure. Pour obtenir un débit d'air prédéterminé et une bonne répartition dans toutes les parties d'une enceinte on utilise le procédé de ventilation forcée. On entend par ventilation forcée le procédé où le mouvement de l'air est dû à l'action d'un ventilateur qui crée une différence de pression entre l'air de l'espace et l'atmosphère extérieure pour l'échange d'air.

Les débits d'air nécessaires sont obtenus à l'aide du bilan thermique.

II-2 Calcul des débits d'air:

Les déperditions calorifiques en hivers et les gains de chaleur en été étant déterminées, les débits d'air sont liés à une certaine température permise d'obtenir dans les locaux, la température et l'humidité relative désirées. Le débit d'air total sera calculé pour l'exploitation estivale.

En hiver, pour le confort, on soufflera, en hivers, le même débit mais à une température différente.

III-2-1 Bilan thermique et bilan d'humidité:

S'il faut éliminer du local une quantité de chaleur Q_f (charge frigorifique) et une quantité d'eau M (due aux occupants ou aux appareils), on a les égalités suivantes:

$$Q_f = L_s (h_i - h_s) \quad \text{Kcal/h}$$

$$M = L_s (x_i - x_s) \quad \text{Kg/h}$$

où L_s : débit d'air soufflé (kg/h)

h_i : enthalpie de l'air intérieur (Kcal/kg)

h_s : enthalpie de l'air soufflé (Kcal/kg)

x_i : teneur en eau de l'air intérieur (kg/kg d'air sec)

x_s : teneur en eau de l'air soufflé (kg/kg d'air sec)

La modification de l'état de l'air dans le local peut être représentée par le rapport:

$$\frac{Q_f}{M} = \frac{h_i - h_s}{x_i - x_s} = \frac{\Delta h}{\Delta x} \quad (\text{Kcal/Kg})$$

Sur le diagramme Psychrométrique (h, x) de l'air humide ce changement d'état correspond à une droite dont l'angle formé avec la droite $x = c^te$ est donné par la formule:

$$\text{tg } i = \frac{\sin \beta}{\cos \beta - \frac{E_h Q_f}{E_x M}} \quad \text{d'où} \quad i = \text{arctg} \frac{\sin \beta}{\cos \beta - \frac{E_h Q_f}{E_x M}}$$

où β : angle formé entre les droites $h = c^te$ et $x = c^te$

E_h : échelle relative aux enthalpies.

E_x : échelle relative à la teneur en eau.

Le diagramme (h, x) utilisé possède un angle $\beta = 30^\circ$, une échelle $E_h = 1,1$ cm pour 1 Kcal/Kg et $E_x = 0,76 \cdot 10^3$ cm pour 1 Kg/Kg d'air sec.

L'angle i de la droite de changement d'état est alors égal à :

$$i = \arctg \frac{1}{\sqrt{3} - 2.84 \frac{Q_s}{M}}$$

si I représente l'état imposé de l'air du local, l'état de l'air soufflé S est représenté par l'intersection de la droite de changement d'état (d'angle i) passant par I avec la droite de température constante t_s .

La température de soufflage t_s est d'autre part définie par l'impératif telle qu'elle ne soit inférieure que de 6 à 8°C à la température intérieure t_i pour des raisons d'ordre physiologique.

Le point de soufflage étant déterminé, il suffit de lire l'enthalpie h_s pour obtenir le débit recherché par la relation :

$$L_s = \frac{Q_f}{(h_i - h_s)} \quad (\text{Kg/h})$$

Dans notre cas, la température intérieure en été étant imposée à 27°C, on choisit une température de soufflage égale à 21°C.

Comme l'installation est à un seul réseau de gaine on est obligé d'avoir le même point de soufflage pour tous les locaux.

L'humidité relative à l'intérieur des locaux doivent être choisies entre 40 et 60%.

On fait les calculs détaillés du point de soufflage pour deux (2) locaux seulement les autres résultats seront résumés dans un tableau.

Détermination du point de soufflage et calcul des débits d'air nécessaires au magasin et au dépôt.

Magasin :

Conditions intérieures : $t_i = 27^\circ\text{C}$ $\varphi_i = 50\%$ $h_i = 13,2 \text{ kcal/kg}$

Température de soufflage : $t_s = 21^\circ\text{C}$

charge frigorifique : $Q_f = 91010 \text{ kcal/h}$

Quantité d'eau dégagée :

Une personne dégage 90 g/h de vapeur d'eau à 27°C (d'après (1))

$$M = 330 \cdot 90 \cdot 10^{-3} = 29,7 \text{ kg/h}$$

car $M = n \cdot m \text{ (kg/h)}$

où n : nombre d'occupant

m : quantité de vapeur d'eau dégagée par une (!) personne.

Angle de la droite de changement d'état: $i = \arctg \frac{1}{\sqrt{3} - \frac{91010 \cdot 2,48 \cdot 10^{-3}}{29,7}}$

$$i = -8,16^\circ \text{ ou } i = 171,84 \text{ dans le sens trigonométrique.}$$

Du point I on trace la droite d'angle $-8,16^\circ$ et son intersection avec la droite $t = 27^\circ\text{C}$ donne le point de soufflage S.

L'enthalpie de soufflage est $h_s = 11,3 \text{ kcal/kg}$.

Le débit nécessaire au restaurant est:

$$L_s = \frac{Q_f}{(h_i - h_s)} = \frac{91010}{13,2 - 11,3} = 47900 \text{ kg/h}$$

La masse volumique de l'air (e) à cette température est:

$$e \approx 1,2 \text{ kg/m}^3$$

$$\Rightarrow L_s = \frac{L_s \text{ (kg/h)}}{e} = \frac{47900}{1,2} = 39920 \text{ m}^3/\text{h}$$

Dépot:

Le point de soufflage étant connu, on calcule l'angle i et on trace la droite de changement d'état. Son intersection avec la droite $t = 27^\circ\text{C}$ donne le point intérieur.

charge frigorifique : $Q_f = 18070 \text{ kcal/h}$, Quantité d'eau dégagée : $M = 0,18 \text{ kg/h}$

$$i = \frac{1}{\sqrt{3} - 2,48 \cdot \frac{18070 \cdot 10^{-3}}{0,18}} \quad i = -0,2^\circ \Rightarrow i \approx 0^\circ$$

On obtient : $h_i = 12,85 \text{ kcal/kg}$, $x_i = 10,5 \text{ g/kg}$, $\varphi_i = 47\%$

$$L_s = \frac{Q_f}{h_i - h_s} = \frac{18070}{12,85 - 11,3} = 11660 \text{ kg/h} = 9715 \text{ m}^3/\text{h}$$

Les débits d'air nécessaires ainsi que les conditions à l'intérieur des locaux sont résumés dans le tableau suivant:

température de soufflage : $t_s = 27^\circ\text{C}$

enthalpie de soufflage $h_s = 28,3 \text{ kcal/h}$ et $X_g = 10,5 \text{ g/kg air sec}$

Locaux	température intérieure t_i ($^\circ\text{C}$)	enthalpie intérieure h_i (kcal/h)	teneur en eau X_i (g/kg)	humidité relative ϕ_i (%)	débit d'air L_s (m^3/h)	quantité d'eau dégagée M (kg/h)
1. Magasin	27	13,2	11,2	60	39920	29,7
2. Dépôt	27	12,85	10,5	47	9715	0,18
3. Bureau	27	13,45	11,4	51	270	0,27
4. Vest. femmes	27	12,85	10,5	47	50	—
5. Vest. hommes	27	12,85	10,5	47	150	—
6. Corridor	27	12,85	10,5	47	695	—
7. Bureau	27	13,4	11	49	445	0,27
8. Vest. femmes	27	12,85	10,5	47	200	—
9. Vest. hommes	27	12,85	10,5	47	290	—
10. Corridor	27	12,85	10,5	47	720	—
11. Douche	27	12,85	10,5	47	60	—

III-2-2 Débits d'air minimum L_{min} :

On doit vérifier si les débits d'air calculés sont supérieurs aux débits nécessaires au renouvellement indispensable du point de vue hygiène. Les résultats sont résumés dans un tableau (en page 44)

On remarque de le débit d'air soufflé dans le local 4 (Vestiaire femmes) ($50 \text{ m}^3/\text{h}$). On est obligé dans ce cas d'augmenter le débit d'air soufflé jusqu'aux valeurs d'air minimum.

En envoyant ce débit on modifie obligatoirement les conditions intérieures (la température de soufflage restant la même)

On obtient les résultats suivants :

$$t_i = 25^\circ\text{C} \quad ; \quad h_i = 12,3 \text{ kcal/kg}$$

$$\varphi_i = 53\% \quad L_s = L_{\text{min}} = 90 \text{ m}^3/\text{h}$$

Local	Volume d'air frais minimum		Nombre d'occupants	Surface du plancher	Débit d'air minimum L/min
N°	$\frac{m^3}{h \cdot personne}$	$\frac{m^3}{h \cdot m^2 \text{ de surface}}$			
1	13	-	3 30	-	4290
2	-	0,9	-	257,63	230
3	25	-	3	-	75
4	-	4,6	-	20	90
5	-	4,6	-	20	90
6	-	4,6	-	52,4	240
7	25	-	3	-	75
8	-	4,6	-	20	90
9	-	4,6	-	20	90
10	-	4,6	-	38,4	175
11	-	4,6	-	8	40

III-2-3 Point de soufflage hiver:

Notre but est de réaliser une installation unique pour les deux périodes été et hiver. Connaissant les débits d'air soufflés en été, on garde ces mêmes valeurs pour l'exploitation hiver.

Il nous reste donc à déterminer l'état de l'air soufflé pour les différents locaux. On procède comme suit:

Connaissant Q_{Tot} (Charge calorifique) et L_s (débit d'air soufflé) on peut déterminer l'enthalpie de l'air soufflé d'après la relation:

$$Q_{Tot} = (h_i - h_s) L_s \Rightarrow h_s = h_i - \frac{Q_{Tot}}{L_s}$$

La modification de l'état de l'air dans le local peut être représentée par le rapport:

$$\frac{Q_{Tot}}{M} = \frac{h_i - h_s}{x_i - x_s} = \frac{\Delta h}{\Delta x} \quad \text{Kcal/Kg}$$

Comme pour l'exploitation en été ce changement d'état est représenté sur le diagramme (h, x) par une droite d'angle:

$$i = \arctg \frac{1}{\sqrt{3} - \frac{Q_{Tot}}{M} \cdot 2,48 \cdot 10^3}$$

Connaissant h_s on trace sur le diagramme la droite de pente i à partir des conditions intérieures I . Son intersection avec la droite h_s nous donne le point de soufflage S .

On se fixe au départ les conditions intérieures:

$$t_i = 20^\circ \text{C}$$

$$x_i = 6,5 \text{ g/kg}$$

du diagramme (h, x) on tire:

$$h_i = 8,7 \text{ kcal/kg} \quad \phi_i = 45\%$$

Les résultats des calculs seront représentés dans un tableau

(en page 46) On choisit la condition la plus défavorable c.à d.

On suppose que tous les locaux sont vides $\Rightarrow i = 0 \Rightarrow x_s = x_i = 6,5 \text{ g/kg}$

Local	Q_{Tot}	h_i	L_s	h_s	t_s
Nº	kcal/h	kcal/kg	kg/h	kcal/h	(°C)
1	26080	8,7	47900	9,24	22,2
2	7060	8,7	11660	9,3	22,4
3	230	8,7	320	9,42	22,6
4	230	8,7	110	10,8	28,5
5	520	8,7	180	11,6	31,7
6	840	8,7	830	9,71	23,7
7	460	8,7	530	9,57	23,3
8	460	8,7	235	10,66	27,4
9	750	8,7	350	10,84	28,4
10	700	8,7	860	9,51	23
11	80	8,7	70	9,84	24,1

Les résultats obtenus signifient qu'il faut traiter l'air indépendamment pour chaque local si on veut avoir des conditions bien précises.

C'est une installation chère et complexe n'est pas recommandée.

On remarque qu'on peut traiter uniquement dans la centrale pour les locaux 1, 2, 3, 6, 7, 10 et 11 en ce qui concerne les locaux 4, 5, 8, 9 une batterie de chauffage est nécessaire vu que le soufflage est assez élevé.

Dans la centrale on traitera l'air jusqu'à l'état S suivant:

$$t_s = 24^\circ\text{C} \quad ; \quad x_s = 6,5 \text{ g/kg}$$

$$\text{et donc } h_s = 9,7 \text{ kcal/kg}$$

Cet air sera introduit pour les locaux 1, 2, 3, 6, 7, 10 et 11. Tandis que pour les vestiaires (4, 5, 8, 9) on introduira l'air à partir d'un nouvel état S' :

$$t_{s'} = 31^\circ\text{C} \quad ; \quad x_{s'} = 6,5 \text{ g/kg}$$

$$\text{donc } h_{s'} = 11,4 \text{ kcal/kg}$$

Avec les nouvelles valeurs de l'état de l'air soufflé, on détermine les conditions intérieures des différents locaux à l'aide de la relation:

$$Q_{\text{Tot}} = L_s (\text{m}^3/\text{h}) \cdot C_p \cdot (t_i - t_s) \quad \text{avec } Q_{\text{Tot}} < 0$$

C_p : chaleur spécifique de l'air par unité de volume : $C_p = 0,31 \frac{\text{kcal}}{^\circ\text{C m}^3}$.

$$\text{donc: } t_i = \frac{Q_{\text{Tot}}}{L_s \cdot C_p} + t_s$$

Les résultats sont résumés dans le tableau (en page 48).

L'utilisation de l'installation à débit air constant nous donne des résultats satisfaisants puisque les résultats trouvés ne s'éloignent pas des conditions imposées au début de l'étude.

Local	Q_{Tot}	L_s	t_s	t_i	h_i	x_i	φ_i
Nº	Kcal/h	m ³ /h	(°C)	°C	kcal/kg	g/kg	%
1	26080	39920	24	21,9	9,2	6,5	39
2	7060	9715	24	21,7	9,1	6,5	40
3	230	270	24	21,3	9	6,5	41
4	230	90	31	22,8	9,3	6,5	37
5	520	150	31	19,8	8,65	6,5	44
6	840	695	24	20,1	8,7	6,5	45
7	460	445	24	20,7	8,9	6,5	43
8	460	200	31	23,6	9,6	6,5	35
9	750	290	31	22,7	9,3	6,5	37
10	700	720	24	20,9	8,95	6,5	42
11	80	60	24	19,7	8,65	6,5	45

INSTALLATION DE CLIMATISATION ET TRAITEMENT DE L'AIR

IV -1 Généralités:

Les installations de climatisation permettent d'attribuer à chaque local la quantité d'air nécessaire par heure.

Dans ces installations on trouve toujours des équipements d'épuration, de préchauffage et de mise en mouvement de l'air, et parfois on trouve des équipements de réfrigération et d'humidification.

Il y a deux (2) sortes d'installations :

- A circuit ouvert où la totalité de l'air d'apport est prélevé de l'extérieur.

- A circuit fermé où une partie de l'air est réintroduite dans la centrale d'où après traitement elle est de nouveau conduite vers le local. Ce sont des raisons d'économie qui insistent à l'emploi de ce genre d'installation.

Dans notre magasin on utilise le deuxième (2^e) type d'installation c'est à circuit fermé car l'air intérieur n'est pas pollué donc on peut le réintroduire dans la centrale avec des proportions acceptables afin de permettre un renouvellement de l'air extérieur.

IV-2 Prélèvement et épuration de l'air:

a-Prélèvement de l'air

L'air extérieur est prélevé par une ouverture verticale dans un emplacement protégé du vent, du rayonnement solaire, de la poussière, de la fumée et des suies. L'air est puisé par le toit. On utilise une grille à mailles pour éviter l'introduction de gros corps étrangers.

Mais le moyen le plus efficace de purifier l'air d'apport c'est l'utilisation d'un filtre.

b-Purification de l'air:

L'utilisation d'un filtre est indispensable pour une installation de climatisation. Il sert à purifier l'air d'apport des poussières, fumées, suies, matières en suspension etc....

Il y a plusieurs sortes de filtres :

- Filtres secs: Ces types de filtres utilisent des substances fibreuses en cellulose, matières textiles, fibres de verre et fibres synthétiques.
- Electro-filtres: l'air traverse un champ à haute tension continue dans lequel les particules de poussière se chargent électriquement et ensuite elles sont attirées par des contre-électrodes de signe contraire.
- Filtres à charbon actif: Le carbone à l'état amorphe absorbe les gaz. Cette propriété permet d'éliminer les polluants gazeux de l'air.
- Filtres humides: l'air traverse un voile d'eau d'une chambre d'humidification et les particules de poussière restent attachées à la surface des gouttes ainsi elles sont éliminées du courant d'air.
- Filtres métalliques imprégnés d'huile: l'huile est enduite sur la surface du filtre et ainsi il capte les poussières.

Dans notre centrale on a seulement besoin d'un filtre à poussière pour purifier l'air d'apport. Donc le filtre le plus recommandé est le filtre métallique imprégné d'huile.

IV-3 Traitement de l'air:

Le traitement de l'air est l'ensemble des opérations ou transformations successives que doit subir l'air d'apport pour qu'il soit soufflé.

a-Fonctionnement en été:

Le débit d'air total provenant en partie de l'extérieur et en partie de l'air recyclé commencera son évolution à partir de l'état de l'air mélangé (air extérieur + air recyclé) pour finir à l'état de l'air soufflé. Donc le premier élément à déterminer est le point de mélange.

Si L_r et h_r sont respectivement le débit et l'enthalpie de l'air recyclé et L_e, h_e respectivement le débit et l'enthalpie de l'air extérieur alors:

$$L_e h_e + L_r h_r = (L_e + L_r) h_m$$

où h_m enthalpie de l'air de mélange.

$$L_e + L_r = L_{tot} \text{ (somme des débits nécessaires à chaque local)}$$

On prend comme débit d'air extérieur L_e La somme des débits d'air minimum pour chaque local.

$$L_e = \sum L_{min} = 5485 \text{ m}^3/\text{h}$$

Le débit d'air total est égal à:

$$L_{tot} = \sum L_s = 52555 \text{ m}^3/\text{h}$$

On obtient alors un débit d'air recyclé: $L_r = L_{tot} - L_e = 52555 - 5485$

$$L_r = 47070 \text{ m}^3/\text{h}$$

Chaque local ayant ses propres conditions intérieures, l'enthalpie de l'air recyclé sera déterminée par l'expression:

$$h_r = \frac{\sum L_s h_i}{L_{tot}}$$

où L_s et h_i débit et enthalpie intérieure de chaque local.

Le calcul donne : $h_r = 13,12 \text{ kcal/kg}$

La température et l'humidité relative de l'air extérieur étant connues
($t_e = 35^\circ\text{C}$, $\varphi_e = 35\%$) donc : $h_e = 16 \text{ kcal/kg}$

L'enthalpie de l'air de mélange est alors :

$$h_m = \frac{L_e h_e + L_r h_r}{L_{\text{tot}}} = \frac{5485 \cdot 16 + 47070 \cdot 13,12}{52555}$$

$$h_m = 13,42 \text{ kcal/kg.}$$

On fait le même raisonnement pour la teneur en eau :

$$x_m = \frac{L_e x_e + L_r x_r}{L_{\text{tot}}} \text{ gr/kg}$$

$$\text{où } x_e = 12,3 \text{ g/kg}$$

$$x_r = \frac{\sum L_s x_i}{L_{\text{tot}}} = 11,04 \text{ g/kg}$$

L'application numérique donne : $x_m = 11,17 \text{ g/kg}$

- Traitement de l'air :

Maintenant qu'on a le point de mélange on va lui faire subir une transformation de façon à l'amener aux conditions de soufflage déterminées.

On fait cette transformation de deux façons différentes et par comparaison du point de vue énergétique on choisira la meilleure (il en sera de même pour l'hiver)

* 1^{ère} façon (fig 1)

↳ Refroidissement : L'air à l'état de mélange M traverse la surface réfrigérante se rafraichit et sa teneur en eau diminue du fait de la condensation quise produit sur les surfaces froides du réfrigérant. Cette évolution s'effectue dans le cas du régime permanent, depuis le point de mélange M jusqu'au point de saturation G ($t_G = 10^\circ\text{C}$, $\varphi_G = 100\%$)

où la température de rosée est atteinte.

Cette batterie de refroidissement permet de refroidir l'air de l'état M à l'état A. Sa puissance sera déterminée par la relation:

$$P = L_{\text{tot}} (h_a - h_m)$$

où $h_m = 13,42$ kcal/kg enthalpie du point M.

$h_a = 11,3$ kcal/kg enthalpie du point A.

$L_{\text{tot}} = 52555 \text{ m}^3/\text{h} = 63066 \text{ kg/h}$ débit d'air total.

$$P = 63066 \cdot (-13,42 + 11,3) = -133700 \text{ kcal/h}$$

$$P = 133700 \text{ fg/h}$$

β. Chambre de pulvérisation: Dans cet appareil, l'air vient en contact avec l'eau finement pulvérisée par de nombreuses buses. La chambre de pulvérisation permet de réaliser un échauffement ou un refroidissement, une humidification ou une déshumidification de l'air. Dans notre cas, on l'utilisera pour humidifier et refroidir l'air.

Par économie les chambres de pulvérisation travaillent en général avec de l'eau recyclée reprise par une pompe dans une bache de collecte et réinjectée dans les buses de pulvérisation, d'où l'évolution de l'air à enthalpie constante. Ces appareils sont équipés de séparateurs de gouttelettes constitué par des tôles en zigzag placées les unes à côté des autres et conformées de telle sorte qu'elles arrêtent les gouttelettes d'eau véhiculées par l'air.

La chambre de pulvérisation qui utilisera pour refroidir et humidifier l'air de l'état A à S travaillera avec de l'eau recyclée (évolution à $h = C^{\text{te}}$). En pratique il est difficile d'humidifier l'air à une valeur bien précise. Il est préférable de faire passer une partie de l'air dans la chambre de pulvérisation et de

l'humidifier jusqu'à la saturation, et de faire passer le reste du débit en dehors de l'humidificateur. Les deux quantités d'air sont ensuite mélangées dans une chambre de mélange pour donner l'état de l'air désiré. Si L_a et L_b sont respectivement les débits d'air contournant et traversant la chambre de pulvérisation, et x_a et x_b respectivement la teneur en eau de l'air après la batterie de refroidissement et à la sortie de la chambre de pulvérisation, on a la relation suivante :

$$L_a x_a + L_b x_b = L_{tot} x_s$$

où $L_{tot} = (L_a + L_b)$ est le débit d'air soufflé et x_s saturation en eau.

$$\text{donc : } L_a x_a + L_b x_b = (L_a + L_b) x_s$$

$$\text{d'où : } \frac{L_a}{L_b} = \frac{x_b - x_s}{x_s - x_a}$$

$$\text{d'où : } L_b = \frac{L_{tot}}{1 + \frac{x_b - x_s}{x_s - x_a}}$$

Application numérique :

$$x_b = 12 \text{ g/kg}$$

$$x_s = 10,5 \text{ g/kg}$$

$$x_a = 10 \text{ g/kg}$$

$$L_{tot} = 52555 \text{ m}^3/\text{h} \quad \text{d'où } L_b = \frac{52555}{1 + \frac{12 - 10,5}{10,5 - 10}} = 13140 \text{ m}^3/\text{h}$$

Le débit d'air L_a contournant la chambre de pulvérisation sera égale à :

$$L_a = L_{tot} - L_b = 52555 - 13140 = 39415 \text{ m}^3/\text{h}$$

La quantité d'eau M vaporisée par heure dans l'air sera :

$$M = L_b (x_b - x_a) = 13140 (12 - 10) \cdot 10^{-3} = 31,5 \text{ kg/h}$$

$$M = 31,5 \text{ kg/h}$$

Remarque : Ces quantités d'air L_a et L_b peuvent être contrôlées auto

matiquement grâce à la régulation par des volets de réglage.

* 2^{ème} façon (fig 2)

Dans cette deuxième méthode le type de centrale est le même mais on va faire un by-pass juste après le filtre en contournant les éléments de la centrale pour arriver juste avant le ventilateur de soufflage.

Le facteur de by-pass recommandé par le manuel Carrier (2) pour un grand magasin est de 20%.

L_p : débit by-passé.

$$\text{donc } L_p = (1 - 0,2) L_{\text{tot}} \Rightarrow L_p = 42044 \text{ m}^3/\text{h}$$

L_m : débit d'air traité (traversant la centrale)

$$L_m = L_{\text{tot}} - L_p = 10511 \text{ m}^3/\text{h}$$

Il est nécessaire de connaître l'enthalpie et la teneur en eau du point P. On a deux équations à une inconnue chacune à résoudre.

$$L_p h_p + L_m h_m = L_{\text{tot}} \cdot h_s$$

$$L_p x_p + L_m x_m = L_{\text{tot}} \cdot x_s$$

$$h_m = 13,42 \text{ kcal/kg}, \quad x_m = 11,17 \text{ g/kg}$$

$$h_s = 11,3 \text{ kcal/kg}, \quad x_s = 10,5 \text{ g/kg}$$

$$\text{donc } h_p = \frac{L_{\text{tot}} h_s - L_m h_m}{L_p} = 10,77 \text{ kcal/kg}$$

$$\text{et } x_p = \frac{L_{\text{tot}} x_s - L_m x_m}{L_p} = 10,33 \text{ g/kg}$$

d. Batterie de refroidissement :

$$P = L_p (\text{kg/h}) (h_p - h_m) = 42044 \cdot 1,2 (10,77 - 13,42)$$

$$P = 133700 \text{ fg/h}$$

β. Chambre de pulvérisation:

On dispose de la même chambre de pulvérisation que dans la 1^{ère} méthode.

L_f et L_b sont respectivement les débits d'air contournant et traversant la chambre de pulvérisation.

$$L_f x_f + L_b x_b = L_p x_p$$

Le débit contournant la chambre de pulvérisation est donné par l'expression:

$$L_f = \frac{L_p}{1 + \frac{x_f - x_p}{x_p - x_b}}$$

sachant que:

$$x_f = 9,7 \text{ g/kg}$$

$$x_p = 10,33 \text{ g/kg}$$

$$x_b = 11,25 \text{ g/kg}$$

$$L_f = \frac{42044}{1 + \frac{9,7 - 10,33}{10,33 - 11,25}} = 24955 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{donc } L_b = L_p - L_f = 42044 - 24955 = 17089 \text{ m}^3/\text{h}$$

La quantité d'eau vaporisée M (par heure) sera:

$$M = L_b (x_b - x_f) = 17089 (11,25 - 9,7) \cdot 1,2 \cdot 10^3$$

$$M \approx 31,5 \text{ kg/h}$$

On remarque que les deux méthodes sont équivalentes car on a les mêmes puissances de ballons.

Notre choix se fera après le calcul de l'hiver.

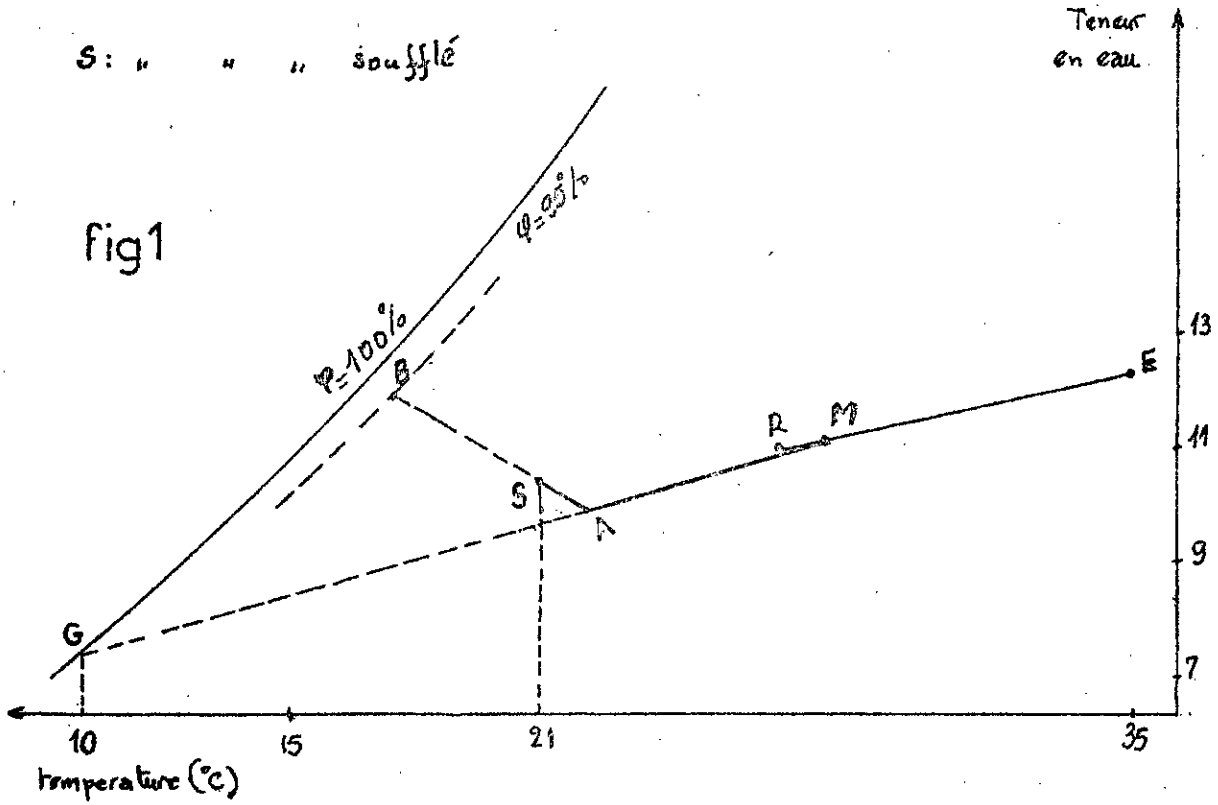
R: état de l'air recyclé

M: " " " mélange

E: " " " extérieur

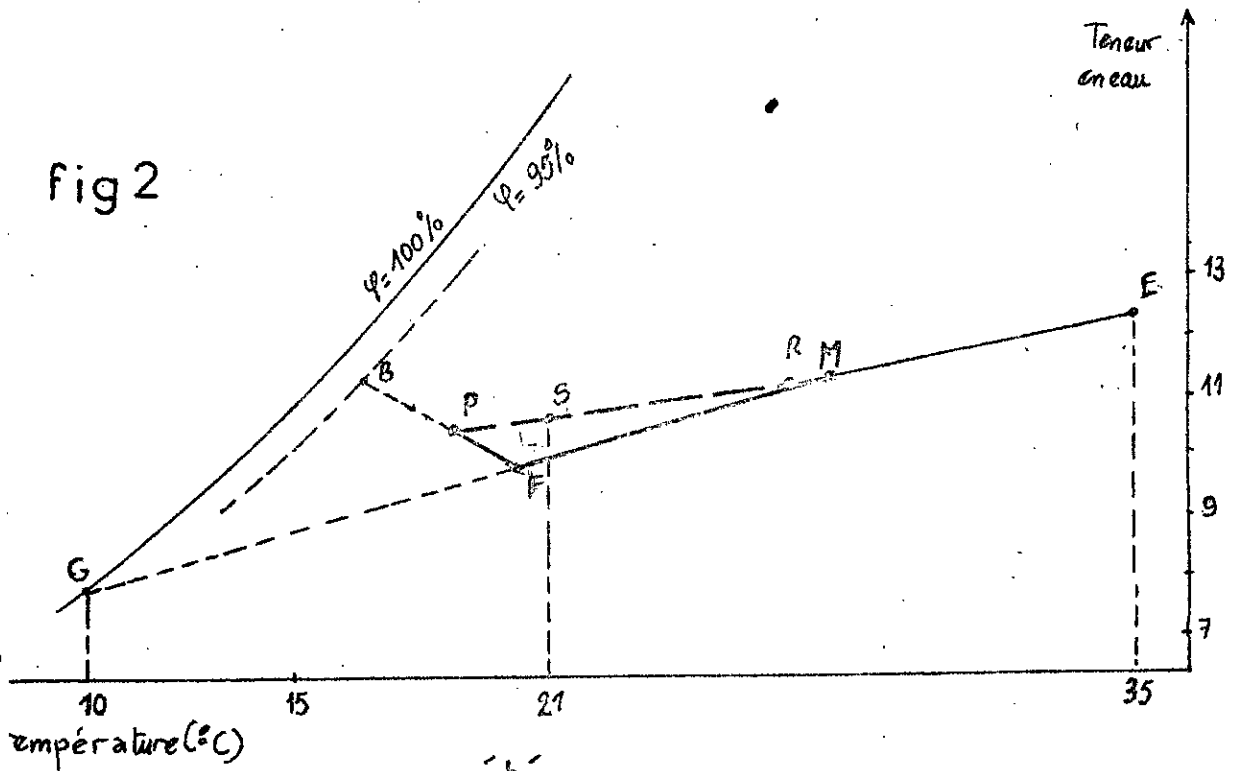
S: " " " soufflé

fig1



été

fig2



été

b-Fonctionnement en hiver:

Comme pour l'été l'évolution du traitement de l'air commence à partir de l'air mélangé pour aboutir à l'état de l'air soufflé.

L_e, h_e : débit et enthalpie de l'air extérieur.

L_r, h_r : débit et enthalpie de l'air recyclé.

h_m : enthalpie de l'air de mélange.

$$h_m(L_e + L_r) = h_e L_e + h_r L_r$$

$$L_r = \frac{\sum L_s h_i}{L_{tot}}$$

L_g et h_i sont respectivement débit d'air soufflé et enthalpie intérieure pour chaque local.

On trouve $h_r = 9,17$ kcal/kg

La température et l'humidité extérieures étant connues

$$(t_e = +5^\circ\text{C}, \varphi_e = 85\%) \Rightarrow h_e = 3,8 \text{ kcal/kg}$$

$$\text{donc } h_m = \frac{h_e L_e + h_r L_r}{(L_e + L_r)} = \frac{5485 \cdot 3,8 + 9,17 \cdot 47070}{52555}$$

$$h_m = 8,61 \text{ kcal/kg}$$

Avec le même raisonnement on a :

$$x_m = \frac{x_e L_e + x_r L_r}{(L_e + L_r)}$$

avec $x_e = 4,7$ g/kg teneur en eau de l'air extérieur

$$x_r = \frac{\sum L_s x_i}{L_{tot}} = 6,5 \text{ g/kg teneur en eau de l'air de mélange.}$$

on obtient: $x_m = 6,31$ g/kg

-Traitement de l'air:

De même que pour l'été on traite l'air de deux façons différentes et à la fin on en choisira une.

* 1^{re} façon (fig 3)

A partir du point de mélange M on chauffe à teneur en eau constante (dans un réchauffeur) jusqu'au point c et on l'humidifie à enthalpie constante jusqu'au point S (dans une chambre de pulvérisation).

Une partie de cet air est encore réchauffée pour atteindre le point S' (dans un réchauffeur individuel)

α. Réchauffeur : Ce sont des échangeurs de chaleur constitués de tubes à ailettes chauffés à la vapeur ou à l'eau. Au contact des tubes chauds, l'air se réchauffe à teneur en eau constante. Selon les besoins, on place un certain nombre de rangs de tubes l'un derrière l'autre.

Le réchauffeur permet de passer de l'état M à C. La puissance de la batterie sera déterminée par la relation:

$$P = L_{tot} (h_c - h_m) \quad \text{kcal/h}$$

$$\text{où } h_m = 8,61 \text{ kcal/h}$$

$$h_c = 9,7 \text{ kcal/h} = h_s$$

$$L_{tot} = 52555 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$P = 1,2 \cdot 52555 (9,7 - 8,61)$$

$$P = 68700 \text{ kcal/h}$$

β. Chambre de pulvérisation :

L_c et L_d respectivement les débits d'air contournant et traversant la chambre de pulvérisation, et x_c et x_d respectivement la teneur en eau de l'air après le réchauffeur et à la sortie de la chambre de pulvérisation:

$$L_c x_c + L_d x_d = (L_c + L_d) x_s$$

x_s : teneur en eau de l'air soufflé.

$$L_d = \frac{L_{tot}}{1 + \frac{x_d - x_s}{x_c - x_s}} \quad ; \quad L_{tot} = (L_c + L_d)$$

sachant que : $x_s = 6,5 \text{ g/kg}$

$$x_c = 6,31 \text{ g/kg}$$

$$x_d = 10,2 \text{ g/kg}$$

$$L_d = \frac{52555}{1 + \frac{10,2 - 6,5}{6,5 - 6,31}} = 2570 \text{ m}^3/\text{h}$$

Le débit d'air L_c contournant la chambre de pulvérisation sera :

$$L_c = L_{\text{tot}} - L_d = 52555 - 2570 = 49985 \text{ m}^3/\text{h}$$

La quantité d'eau M vaporisée par heure dans l'air :

$$M = L_d (x_d - x_c) = 1,2 \cdot 2570 (10,2 - 6,31)$$

$$M = 12 \text{ kg/h}$$

8. Réchauffeur individuel :

Il sert à faire la transformation de point S au point S' .

La puissance de la batterie est :

$$P = L_{S'} (h_{S'} - h_S) \text{ kcal/h ; } L_{S'} = 730 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$P = 730 (11,4 - 9,7) \cdot 1,2$$

$$P = 1490 \text{ kcal/h}$$

$L_{S'}$ = débit d'air traversant le réchauffeur individuel.

* 2^{ème} façon :

Pour cette deuxième méthode on utilise le même processus de by-pass que celui de l'été avec le même facteur de by-pass c'ad 20%.

$$L_p = 0,8 L_{\text{tot}} = 0,8 \cdot 52555 = 42044 \text{ m}^3/\text{h}$$

L_m = débit traversant la centrale (débit d'air traité).

$$L_m = L_{\text{tot}} - L_p = 10511 \text{ m}^3/\text{h}$$

On détermine l'enthalpie et la teneur en eau du point P .

$$L_p h_p + L_m h_m = L_{\text{tot}} \cdot h_S$$

$$L_p x_p + L_m x_m = L_{\text{tot}} \cdot x_S$$

$$h_m = 8,61 \text{ kcal/kg}; \quad x_m = 6,31 \text{ g/kg}$$

$$h_o = 9,7 \text{ kcal/kg}; \quad x_o = 6,5 \text{ g/kg}$$

$$h_p = 9,97 \text{ kcal/kg}$$

$$x_p = 6,55 \text{ g/kg}$$

α . Batterie de rechauffement:

$$P = L_p (\text{kg/h}) (h_p - h_m) = 42044 \cdot 1,2 (9,97 - 8,61)$$

$$P = 68700 \text{ kcal/h}$$

β . Chambre de pulverisation:

L_f et L_b sont respectivement les débits d'air fournissant et traversant la chambre de pulvérisation.

$$L_f x_f + L_b x_b = L_p x_p$$

$$L_b = \frac{L_p}{1 + \frac{x_b - x_p}{x_p - x_f}}$$

sachant que : $x_f = 6,31 \text{ g/kg}$

$$x_b = 10,4 \text{ g/kg}$$

$$x_p = 6,55 \text{ g/kg}$$

$$L_b = 2597 \text{ m}^3/\text{h}$$

La quantité d'eau M vaporisée par heure dans l'air :

$$M = L_b (x_b - x_p) = 1,2 \cdot 2597 (10,4 - 6,55)$$

$$M = 12 \text{ kg/h}$$

γ . Réchauffeur individuel:

$$P = L_s' (h_s' - h_s)$$

$$= 1490 \text{ kcal/h.}$$

Métat de l'air mélangé
 Sols: état de l'air soufflé
 E: état de l'air extérieur
 R: état de l'air recyclé

fig 3

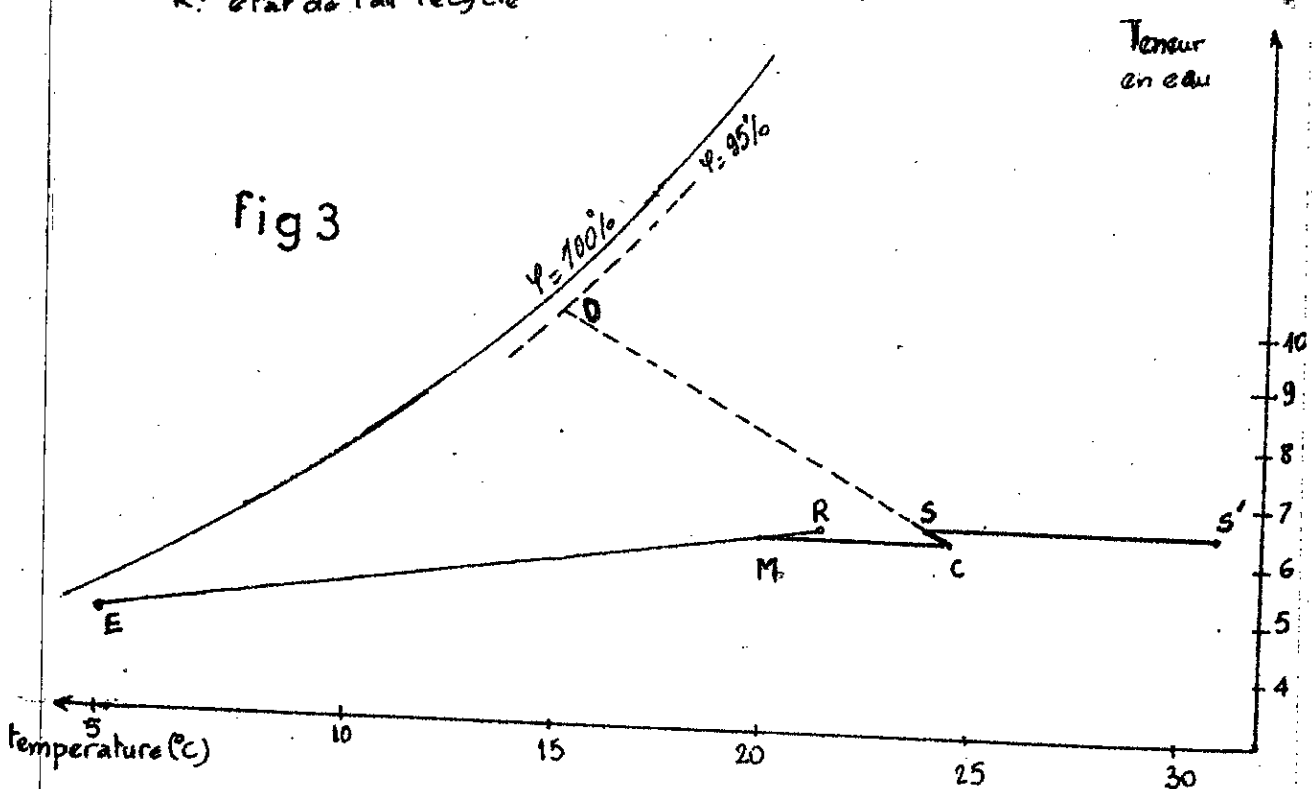
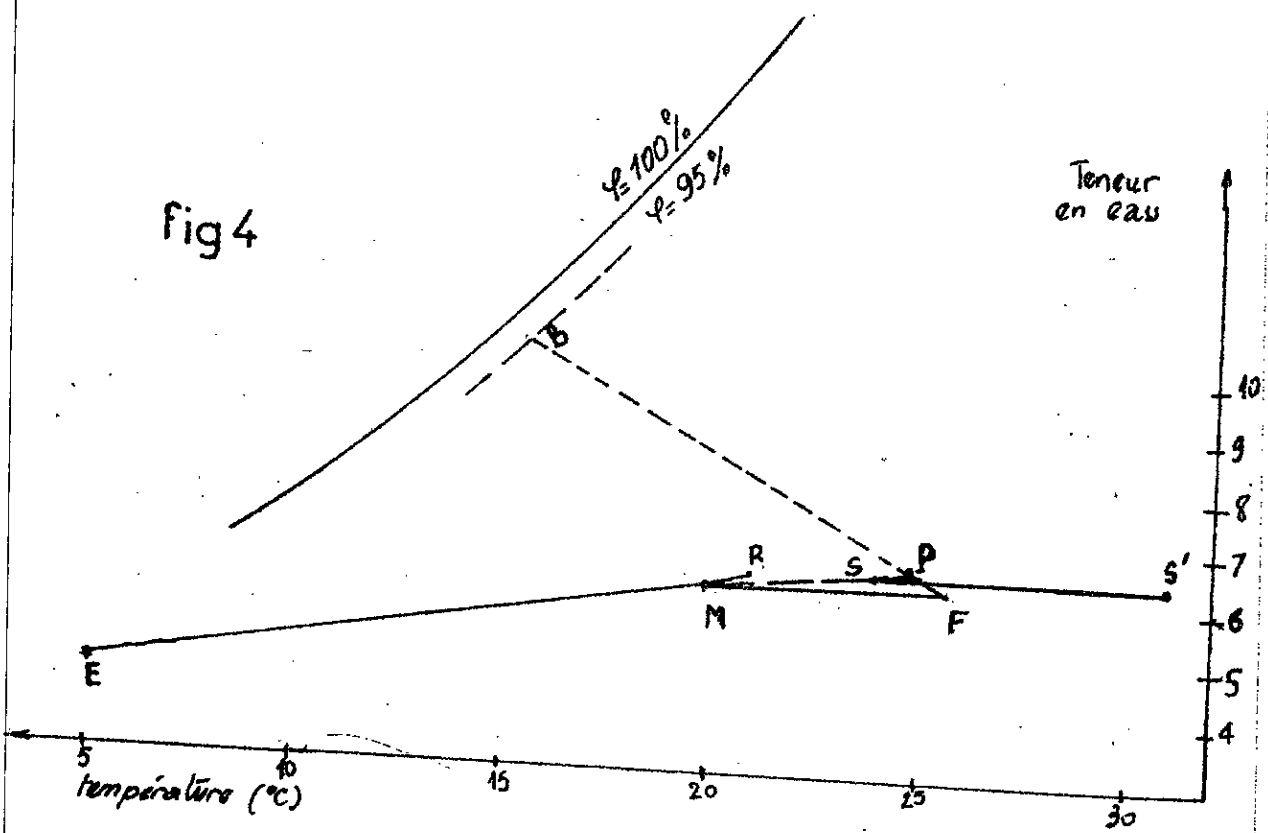


fig 4



Comme les calculs l'ont montré les deux centrales on équivalentes car elle comprennent les mêmes éléments.

Donc notre choix doit se faire sur d'autres critères :

- Critère de régulation : la deuxième centrale celle présentant un by-pass donne beaucoup plus de possibilité à la régulation car en variant le débit à by-passer on varie le point de soufflage de ce fait la plage de régulation est plus grande.

- Critère d'encombrement : si on choisissait la première centrale elle est traversée totalement par un débit de $52555 \text{ m}^3/\text{h}$. et d'après le dimensionnement on remarque que le local technique prévu dans le plan d'architecture ne suffirait pas tandis que la deuxième centrale ce ne sont que quelques éléments qui sont traversés par les $52555 \text{ m}^3/\text{h}$ donc la centrale sera plus petit au point de vue longueur.

Donc on choisit la centrale présentant le by-pass.

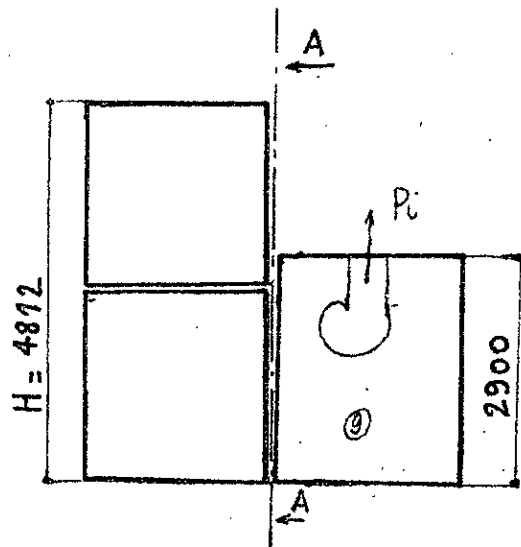
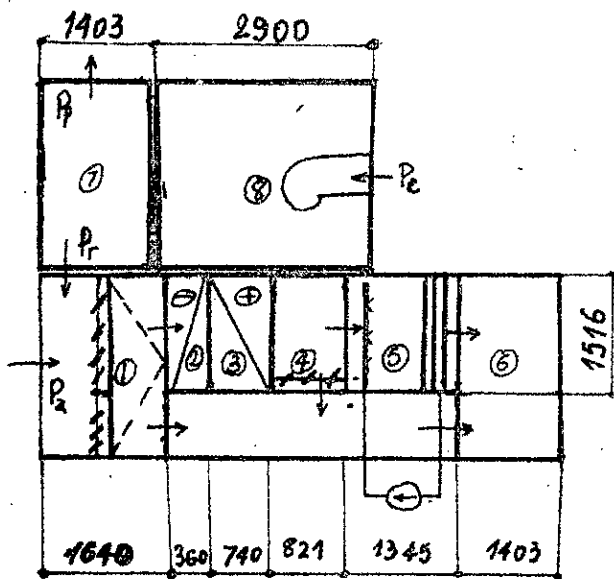
c-Gabarit de la centrale :

On dimensionne notre centrale d'après la méthode ROX qui donne les dimensions des éléments d'une centrale suivant le débit qui la traverse.

Les dimensions de la centrale sont dans la fig 1 (page 64)

La position de la centrale dans le local technique est représentée dans la fig 2 (page 65)

A-A

 P_e : air extrait P_p : air purgé P_r : air recycle P_a : Air extérieur P_i : Air introduit

1: chambre de mélange avec filtre

7, 4, 6: chambres de mélanges

2: batterie froide

3: Réchauffeur

5: chambre de pulvérisation

8: ventilateur d'extraction

9: ventilateur de soufflage.

 $L = 6309$

fig 1

On représente la disposition de la centrale dans le local technique.
à l'échelle 1/50.

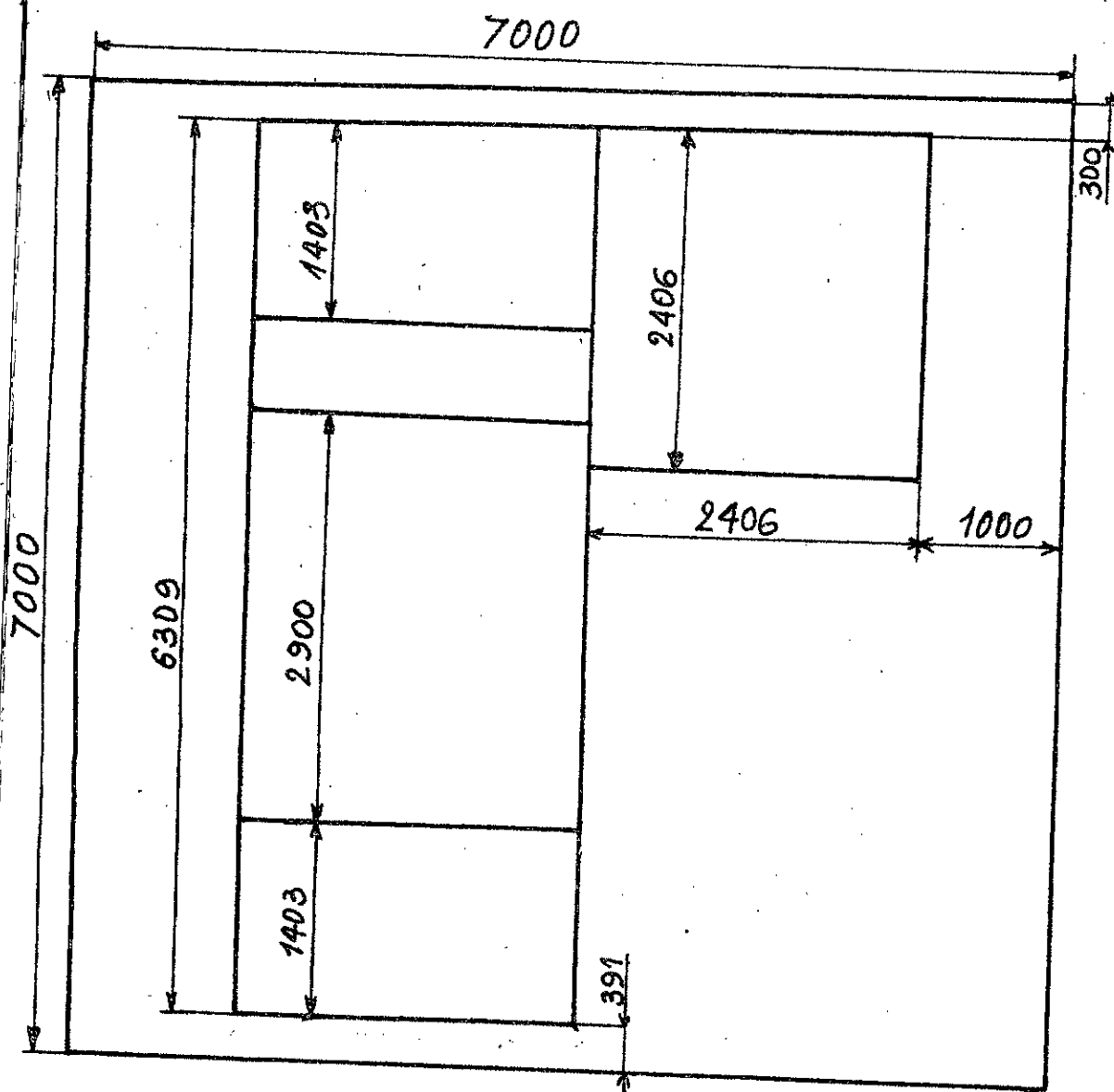


fig 2

CALCUL DES RESEAUX DE GAINES:

V-1 Généralités:

Les réseaux de gaines ont pour but d'assurer le transfert de l'air et de le répartir d'une certaine manière dans les différentes ramifications.

Selon la vitesse de l'air adoptée dans la gaine principale, on distingue les installations à faibles vitesses et celles à hautes vitesses. La limite supérieure se situe vers 6 ou 8 m/s pour les premières et vers 25 m/s pour les secondes.

Dans le réseau lui-même les vitesses diminuent par palier, pour atteindre les plus faibles valeurs de l'ordre de 1,5 à 4 m/s aux bouches de diffusions.

V-2 Calcul des dimensions:

On déterminera la section des différentes conduites à partir de la vitesse qu'on leur choisit. Cette vitesse devra varier du maximum dans la gaine principale au niveau de la centrale, au minimum à proximité des bouches de soufflage dans les locaux.

Connaissant les débits dans les trunks et en choisissant la vitesse on connaîtra automatiquement la section grâce à la relation:

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

L: débit d'air en m³/s

W: vitesse de l'air en m/s

La section connue, les dimensions des gaines (hauteur et largeur) seront fixées en fonction des données architecturales. Pour des conditions de fabrication, il est conseillé de maintenir constante l'une des dimensions d'une gaine principale.

V-3 Calcul des pertes de charge:

Il y a deux sortes de pertes de charge dans les réseaux de gaines:

Les pertes de charge dans les tronçons rectilignes et les pertes de charges dues aux résistances particulières.

Les résistances particulières comportent tous les changements de direction, les dérivations, les rétrécissement et élargissement de la conduite.

Ces pertes de charges ΔP sont proportionnelles à la pression dynami-

que:

$$\Delta P = \frac{W^2}{2} \rho$$

W: vitesse de l'air m/s

ρ : masse volumique de l'air

en kg/m^3

V-3-1 Pertes de charge dans les tronçons rectilignes:

On se base pour la perte de charge par frottement sur l'équation:

$$Rl = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{W^2}{2} \rho \quad (1)$$

λ : coefficient de frottement de la conduite.

l : longueur de la conduite.

W: vitesse de l'air

d : diamètre de la conduite

ρ : masse volumique de l'air.

Ayant des gaines de section rectangulaire, pour pouvoir utiliser la formule (1) il est nécessaire d'introduire la notion du diamètre équivalent

d_g . Il représente le diamètre d'un cercle qui pour la même vitesse, donnerait la même perte de charge que la section rectangulaire de hauteur h et de largeur b .

$$d_g = \frac{2hb}{L+L} \quad (m)$$

Pour les sections de gaines rectangulaires. La perte de charge linéaire totale est égale à :

$$RL = \frac{\lambda l}{d_g} \frac{W^2}{2} \rho \quad \text{N/m}^2$$

V-3-2 Pertes de charge particulières :

La perte de charge Z due aux résistances particulières est également proportionnelle à la pression dynamique :

$$Z = \sum \xi \frac{W^2}{2} \rho \quad \text{N/m}^2$$

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

Rest déterminée par la planche 10 de Rietschel T.2 (1)

ξ est déterminée par la planche 11 de Rietschel T.2 (1)

Pour pouvoir utiliser les unités habituelles (mm de CE) une conversion des N/m^2 en m d'eau est nécessaire :

$$1 \text{ N/m}^2 = 0,102 \text{ mm de CE}$$

$$\text{donc } Z = 0,102 \sum \xi \frac{W^2}{2} \rho \quad ; \quad \rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$$

V-3-3 Pertes de charge totale dans un tronçon $Z + RL$

Elle est égale à la somme des pertes de charge linéaire RL et des pertes de charges singulières Z .

$$Z + RL = 0,102 \frac{W^2}{2} \rho \left(\frac{\lambda l}{d_g} + \sum \xi \right) \quad (\text{mm de CE})$$

V-3-4 Tableaux récapitulatifs :

Les différentes pertes de charge totale $Z + RL$ dans les tronçons pour les gaines de soufflage et d'extraction sont résumés dans les tableaux suivants :

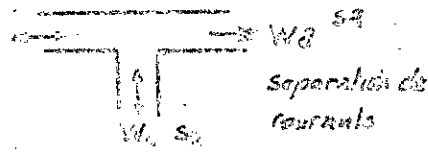

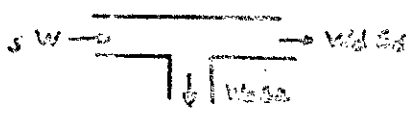
Gaine de Soufflage

Trançon N°	Débit horaire L m ³ /h	Longueur du Trançon R (m)	Vitesse estimée W' m/s	hauteur de la gaine h (m)	Largeur de la gaine b (mm)	Diamètre équivalent dg (mm)	Vitesse effective W (m/s)	pertes par frottement par R mmCE/m	pertes par frottement totales RL (mmCE)	somme des coeff de résistance du trançon $\sum \xi$	pertes localisées Z (mm CE)	pertes de pression totales RL+Z mmCE
1	52555	2,5	8	1200	1500	1300	8,11	0,071	0,18	—	—	0,18
2	2920	0,85	5,5	500	300	375	5,4	0,145	0,3	2,75	1,78	1,81
3	2860	3,75	3	500	300	375	5,3	0,125	0,47	—	—	0,47
4	1655	5,7	5	325	300	325	4,72	0,12	0,68	0,75	1,02	1,70
5	935	5,7	4	325	200	240	4	0,48	0,99	0,4	0,39	1,38
6	445	7	3	200	200	200	3,09	0,41	0,77	0,05	0,03	0,80
7	1205	8,7	5	225	300	260	4,95	0,19	1,65	1,4	2,1	2,75
8	510	7,5	3	225	200	220	3,45	0,41	0,825	0,55	0,33	1,155
9	270	5	2	180	200	200	2,08	0,045	0,825	0,5	0,06	0,265
10	49535	8,9	7,5	1200	1500	1300	7,66	0,07	0,51	4,75	5,28	6,79
11	46395	3,0	7	1200	1500	1300	7,16	0,06	0,78	0,0065	0,02	0,2
12	43155	3,0	6,5	1200	1500	1300	6,66	0,055	0,165	0,009	0,02	0,185

24	58,200	4,75	6	1200	1800	1800	1800	5,10	0,045	0,205	0,005	0,000	0,20
25	43,010	6,18	6	1200	800	800	540	5,77	0,045	0,065	4,65	3,77	4,22
26	40,025	4	5,3	1400	800	800	850	5,25	0,042	0,17	0,001	0,02	4,23
27	48,210	4	5	1400	700	700	900	0,18	0,037	0,45	0,01	0,04	0,10
28	60,05	4	3,5	1400	700	700	900	3,6	0,034	0,087	0,075	0,02	0,44
29	66,0	4	3	1400	600	600	400	2,8	0,028	0,012	0,070	0,05	0,11
30	36,0	4,2	2	1400	600	600	800	1,65	0,01	0,005	0,2	0,01	0,07
31	48,000	4,83	3,5	1150	800	800	110	5,77	0,06	0,80	4,05	3,77	4,22
32	72,0	-	3,5	800	200	200	120	3,23	0,41	-	3,35	3,67	2,27
33	49,0	0,4	3,5	800	200	200	200	3,4	0,125	0,064	2,25	4,60	4,74
34	29,0	3	3	800	400	400	160	2,87	0,16	2,42	2,25	4,13	4,01
35	20,0	3	3	800	100	100	120	2,77	0,205	2,045	2,45	4,04	4,63
36	14,0	-	2	200	450	450	170	2,2	0,08	-	3,0	0,89	0,89
37	6,5	-	3	800	225	225	260	2,13	0,07	-	4,05	0,93	0,93
38	4,0	-	2	200	160	160	120	2,01	0,065	-	2,75	0,73	0,79
39	1,0	-	1,5	200	80	80	110	1,56	0,044	-	3,85	0,57	0,57

34	60	3,3	3,5	65	100	80	2,55	0,26	0,86	5,35	2,14	3,00
Trangon N ^o	lit. horaire L m ³ /h	Longueur de trangon l (m)	vit. estimée w (m/s)	hauteur de la gaine h (mm)	Largeur de la gaine b (mm)	Diamètre équivalent d _g (mm)	vit. effective w (m/s)	perles par foittement p _{fm} (mmCE/m)	perles totales par foittement R _L (mmCE)	nombre des coeff de résistance de trangon Σ ζ	perles localisées Z (mmCE)	perles de pression totale R _L +Z
10a	3240	1,6	3,79	—	—	550	3,79	0,033	0,05	5,0	4,39	4,44
11a	3240	1,6	3,79	—	—	550	3,79	0,033	0,05	5,0	4,39	4,44
12a	3235	1,6	3,78	—	—	550	3,78	0,033	0,05	3,5	3,06	3,11
140120a	3325	1,6	3,88	—	—	550	3,88	0,033	0,05	3	2,76	2,81
150121a	3325	1,6	3,88	—	—	550	3,88	0,033	0,05	3	2,76	2,81
160122a	3325	1,6	3,88	—	—	550	3,88	0,033	0,05	2,5	2,3	2,35
170123a	3325	1,6	3,88	—	—	550	3,88	0,033	0,05	2,0	1,84	1,89
180124a	3325	1,6	3,88	—	—	550	3,88	0,033	0,05	1,7	1,57	1,62
190125a	3335	1,6	3,89	—	—	550	3,89	0,033	0,05	—	0,44	0,49

Coefficients de Résistance (gain de soufflage)

Tronçon No	Nombrs et désignation des résistances localisées	Données géométriques et rapport des vitesses	$\Sigma \xi$
2	<p>1 Tête de dérivation à contours arrondis</p>  <p>1 changement de section</p> 	$\frac{W_2}{W} = 0,68$ $\frac{S_2}{S_1} = \frac{0,3}{4,5} = 0,2$	<p>2,4</p> <hr/> <p>0,35</p> <hr/> <p>2,75</p>
3	<p>1 Tête de dérivation</p> 	$\frac{W_2}{W} = \frac{5,3}{5,4} = 0,98$	<p>≈ 0</p>
4	<p>Dérivation à angle arrondi</p> <p>2 coudes à 90°</p>	$\frac{W_2}{W} = \frac{4,315}{5,13} = 0,92$ $S_2 + S_3 \geq S \quad \frac{S_2}{S_1} = 0,65$ Tubes directrices	<p>0,05</p> <hr/> <p>0,7</p> <hr/> <p>0,75</p>
5	<p>1 Tête de dérivation, passage direct</p> <p>1 changement de section</p> <p>1 coude à 90°</p>	$\frac{W_2}{W} = \frac{4}{4,715} = 0,848$ $\beta \leq 10^\circ \quad \frac{S_2}{S_1} = 0,66$ Tubes directrices	<p>0,05</p> <p>0</p> <hr/> <p>0,35</p> <hr/> <p>0,4</p>
6	<p>1 Tête de passage direct</p> <p>1 changement de section</p>	$\frac{W_2}{W} = \frac{3,09}{4} = 0,77 ; S_2 = S$ $\frac{S_2}{S_1} = 0,615 ; \beta \leq 10^\circ$	<p>0,05</p> <p>0</p> <hr/> <p>0,05</p>
7	<p>Dérivation à angle arrondi, branche dérivée</p> <p>2 coudes à 90°</p>	$\frac{W_2}{W} = \frac{4,05}{5,3} = 0,76 ; S_2 + S_3 \geq S$ Tubes directrices	<p>0,7</p> <hr/> <p>0,7</p> <hr/> <p>1,4</p>

8	Té de passage direct Rétréciss. de section l'écoulement à 90°	$s_d = s$; $\frac{W_d}{W} = \frac{3,15}{4,95} = 0,63$ $\beta \leq 10^\circ$ Aubes directrices	0,2 0 <u>0,35</u> 0,55
9	Té de passage direct Rétroissement de section l'écoulement à 90°	$s_d = s$ $\frac{W_d}{W} = 0,66$ $\beta \leq 10^\circ$ Aubes directrices	0,15 0 <u>0,35</u> 0,5
10	Té de séparation de courants (contre-courants) écoulement à 90°	$\frac{W_d}{W} = 0,92$ Aubes directrices	1,4 <u>0,35</u> 1,75
11	Té de passage direct	$s_d = s$; $\frac{W_d}{W} = 0,935$	0,0035
12	Té de passage direct	$s_d = s$; $\frac{W_d}{W} = 0,93$	0,007
13	Té de passage direct	$s_d = s$; $\frac{W_d}{W} = 0,92$	0,0035
14 et 20	Té à contre courant l'écoulement à 90°	$\frac{W_d}{W} = 0,94$ Aubes directrices	1,5 <u>0,35</u> 1,85
15 et 21	Té de passage direct Rétroissement de section	$s_d = s$; $\frac{W_d}{W} = 0,91$ $\beta \leq 10^\circ$	0,01 0 <u>0,01</u>
16 et 22	Té de passage direct Rétroissement de section	$s_d = s$; $\frac{W_d}{W} = 0,91$ $\beta \leq 10^\circ$	0,01 0 <u>0,01</u>
17 et 23	Té de passage direct	$s_d = s$ $\frac{W_d}{W} = 0,75$	0,075
18 et 24	Té de passage direct Rétroissement de section	$s_d = s$ $\frac{W_d}{W} = 0,78$ $\beta \leq 10^\circ$	0,078 0 <u>0,078</u>
19 et 25	Té de passage direct Rétroissement de section	$s_d = s$; $\frac{W_d}{W} = 0,6$ $\beta \leq 10^\circ$	0,2 0 <u>0,2</u>
26	Té de dérivation l'écoulement à 90°	$s_d = s$; $\frac{W_d}{W} = 0,7$ Aubes directrices	3,0 <u>0,35</u> 3,35
27	Té de dérivation	$s_d = s$; $\frac{W_d}{W} = 0,85$	2,35

28	1Té à contre courants 1 coude à 90°	$\frac{W_a}{W} = 0,14$ Aubes directrices	1,9 <u>0,35</u> 2,25
29	1Té à contre courants 1 coude à 90°	$\frac{W_a}{W} = 0,81$ Aubes directrices	1,8 <u>0,35</u> 2,15
30	1Té de dérivation	$\frac{W_a}{W} = 0,7, S_d = S$	3,0
31	1Té à contre courants 1 coude à 90°	$\frac{W_a}{W} = 0,94$ Aubes directrices	1,5 <u>0,35</u> 1,85
32	1Té à contre courants 1 coude à 90° axes	$\frac{W_a}{W} = 0,7$ Aubes directrices	2,4 <u>0,35</u> 2,75
33	1Té de dérivation 1 coude à 90°	$\frac{W_a}{W} = 0,58, S_d = S$ Aubes directrices	3,5 <u>0,35</u> 3,85
34	1Té de dérivation 1 coude à 90°	$S_d = S \quad \frac{W_a}{W} = 0,5$ Aubes directrices	5,0 <u>0,3</u> 5,3
10a et 11a	1Té de dérivation	$S_d = S; \frac{W_a}{W} = 0,5$	5,0
12a	1Té de dérivation	$S_d = S = \frac{W_a}{W} = 0,57$	3,5
14a et 22a	1Té de dérivation	$S_d = S \quad \frac{W_a}{W} = 0,67$	3,0
15a et 21a	1Té de dérivation	$S_d = S \quad \frac{W_a}{W} = 0,74$	3,0
16a et 22a	1Té de dérivation	$S_d = S \quad \frac{W_a}{W} = 0,8$	2,1
17a et 23a	1Té de dérivation	$S_d = S \quad \frac{W_a}{W} = 1,07$	2,1
18a, 24a	1Té de dérivation	$S_d = S \quad \frac{W_a}{W} = 1,38$	1,7

perdes de charge localisées en bout de gaines (soufflage). Q_a et $25 Q_a$:

On peut la déterminer de manière approchée à partir de la perte par ralentissement de

l'écoulement et de la perte par étranglement :

$$\Delta p = \frac{W_E^2}{2} \rho + \xi_A \frac{W_A^2}{2} \rho$$

E: entrée, A: sortie.

En posant W en m/s et ρ en kg/m^3 on obtient Δp en N/m^2

$$1 \text{ N/m}^2 = 0,102 \text{ kgp/m}^2 = 0,102 \text{ mm CE}$$

$$W_A = 3,89 \text{ m/s} ; \frac{S_2}{S_1} = \frac{550^2 \pi}{4 \cdot 1100 \cdot 500} = 0,432$$

$$L = 3335 \text{ m}^3/\text{h}$$

A partir de la planche 11 on a $\xi_d = 0,29$

$$W_E = 1,68 \text{ m/s}$$

$$\Delta p = 0,102 \cdot 1,2 \left(\frac{1,68^2}{2} + 0,29 \cdot \frac{3,89^2}{2} \right) = 0,44 \text{ mm CE}$$

- Répartition de la pression : Pour déterminer les pertes de pression on part de l'extrémité des gaines. A la première bifurcation on obtient deux pressions pour la perte de charge, une pour chaque courant. C'est la plus forte de ces deux

(2) Valeurs qui est prédominante pour la répartition de la pression dans le réseau

Cette méthode est utilisée à toutes les dérivations jusqu'au ventilateur.

Le parcours de plus forte résistance est celui constitué par les triangles :

1, 10, 11, 12, 13, 20, 21, 21a + diffuseur conique.

La perte dans les diffuseurs conique est estimée à 1,5 mm CE

On obtient pour la pression totale nécessaire dans ce réseau :

$$\Delta p_t = 16,845 \text{ mm CE.}$$

Le ventilateur doit fournir pour satisfaire à la perte de charge statique de :

$$\Delta p = \Delta p_t - p_d ; p_d \text{ étant la pression dynamique à l'entrée du réseau.}$$

$$p_d = 0,102 \cdot \frac{8,11^2}{2} \cdot 1,2 = 4,03 \text{ mm CE.}$$

$$\text{d'où : } \Delta p = 16,845 - 4,03 = 12,815 \text{ mm CE}$$

Détermination des organes de réglage : Les organes de réglage permettent d'assurer la répartition du débit. Cette répartition n'est garantie dans les tolérances prévues que s'il existe des organes de réglage à haute pression aux dérives.

Si on connaît la variation relative du débit $\frac{\Delta Q}{Q}$; on peut déterminer l'écart de pression admissible à une dérivation par la relation suivante :

$$\frac{\Delta P_{ada}}{P_t} \leq \frac{2 \Delta Q}{Q} ; P_t : \text{pression totale à la dérivation}$$

Indications des organes de réglage à placer dans le réseau pour obtenir un écart maximal de débit de 5% (La croix indique qu'un organe de réglage est prévu dans le tronçon correspondant) :

Trangon	Δp adu mm de.CE	P_e mm de.CE	$\frac{\Delta P_{adu}}{P_e}$	$\frac{2\Delta L}{L} = 0,1$
2	5,255	16,645	0,31	X
6	3,26	3,84	0,97	X
7	1,835	6,42	0,28	X
9	1,415	1,68	0,84	X
10a	3,945	9,855	0,4	X
11a	3,745	9,655	0,38	X
12a	4,86	9,47	0,51	X
14	0,39	4,5	0,04	
14a or 20a	0,19	4,34	0,04	
16 or 22a	0,3	4,38	0,07	
17 or 23	0,32	3,85	0,08	
18 or 24	0,16	3,39	0,05	
19 or 25	1,1	3,12	0,35	X
26	2,45	4,72	0,52	X
28	0,02	1,63	0,01	
32	0,14	0,93	0,15	X
33	1,265	1,835	0,69	X
34	3,85	6,89	0,56	X

Gaine d'extraction

Tronçon N°	Débit horaire L (m³/h)	Longueur du tronçon L (m)	Vitesse estimée w' (m/s)	hauteur de la gaine h (mm)	Largeur de la gaine b (mm)	diamètre équivalent dg (mm)	Vitesse effective w (m/s)	pertes par frottement R (mmCE/m)	pertes par frottement totales RL (mmCE)	coefficient de résistance du tronçon $\Sigma \xi$	pertes localisées Z (mmCE)	perte de pression totale $\Sigma + RL$ (mmCE)
1	22055	2,9	8	1200	1500	1600	8,14	0,071	0,2	0,35	4,44	4,61
2	2820	4,5	6	400	350	375	5,79	0,145	0,210	2,64	5,4	5,62
3	2860	7,4	6	400	350	375	5,67	0,125	0,525	4,05	2,04	2,66
4	3140	3,5	5,5	275	400	325	5,4	0,2	0,7	0,5	0,85	1,59
5	1340	4	5	270	400	325	4,9	0,14	0,68	0,2	0,29	0,87
6	1650	4	4,5	250	400	300	4,58	0,14	0,68	0,25	0,22	1,00
7	1205	3	4	250	325	300	4,12	0,09	0,63	0,95	0,99	1,62
8	935	4	3,5	250	300	300	3,46	0,055	0,22	0,3	0,22	0,44
9	845	4	3	250	300	300	3,13	0,05	0,2	0,25	0,45	0,35
10	665	3,6	2,5	200	300	300	2,57	0,039	0,110	0,75	0,30	0,42
M	49625	18,5	7,5	1200	1500	1500	7,66	0,103	4,285	2,7	9,70	10,63
12	44325	5,6	7,5	1400	1800	1200	7,4	0,085	0,308	0,19	1,08	0,39

12	38920	8,9	7	1200	1250	1200	1200	7,1	0,07	0,683	0,15	0,46	1,08
14	33265	5	6,5	1200	1200	1200	1200	6,42	0,055	0,275	0,20	0,50	0,78
15	26610	5	5,5	1100	1200	1100	1100	5,6	0,055	0,275	0,25	0,48	0,76
16	19385	5	4	1100	1200	1100	1100	4,19	0,034	0,19	0,6	0,64	0,81
17	18200	5	3	1000	1200	1100	1100	3,08	0,045	0,075	0,65	0,32	0,46
18	6605	5	2	1000	900	800	800	2,05	0,008	0,04	1,25	0,32	0,36
19	60	8,25	2	50	160	160	75	2,02	0,38	2,25	-4	-1,06	1,19
20	720	-	2,5	200	400	400	260	2,5	-	-	0,5	0,19	0,19
21	290	-	2,5	180	180	180	180	2,49	-	-	-0,5	-0,19	-0,19
22	200	-	2,5	180	110	160	160	2,8	-	-	-1	-1,84	-4,84
23	445	-	3	200	200	200	200	3,09	-	-	0,8	0,47	0,47
24	270	-	2,5	180	180	180	180	2,31	-	-	0,5	0,16	0,16
25	90	-	2	160	75	100	100	2,08	-	-	-0,05	-0,01	-0,01
26	150	-	2	200	100	130	130	2,08	-	-	0,5	-0,13	-0,13
27	485	-	3	500	900	650	650	3	-	-	-2	-1,1	-1,1

23

28	4860	—	3	500	900	650	3	—	—	-2	-1,1	-1,1
29	6655	—	3,5	800	650	700	3,56	—	—	+2,5	1,94	+1,94
30	6655	—	3,5	800	650	700	3,56	—	—	2,5	1,94	1,94
31	6655	—	3,5	800	650	700	3,56	—	—	0,4	0,31	0,31
32	6655	—	3,5	800	650	700	3,56	—	—	1	0,78	0,78
33	6655	—	2,5	900	800	850	2,56	—	—	1,4	0,55	0,56

Coefficient de Résistance (gaine d'extraction)

N°	Nom et désignation des résistances localisées	Données géométriques et rapport des vitesses	$\Sigma \xi$
1	1 coude à 90°	tubes directrices	0,35
2	Té à contre courant (jet de flux) Changement de section	$\frac{W_0}{W} = 0,71$ $\frac{S_0}{S} = 0,3$ $\frac{S_2}{S_1} = 0,73$	2,0 <u>0,64</u> 2,64
3	Té de passage direct (jet de flux) 3 coudes à 90°	$S_d = S$ $\frac{W_d}{W} = \frac{5,67}{8,78} = 0,64$ tubes directrices	0 <u>1,05</u> 1,05
4	Té de passage direct (jet de flux) 1 élargissement de section 1 coude à 90°	$S_d = S$, $\frac{W_d}{W} = 0,96$ $\beta < 10^\circ$: $\frac{S_2}{S_1} = 0,78$ tubes directrices	0,1 <u>0,05</u> 0,35 <u>0,5</u>
5	Té de passage direct (jet de flux)	$S_d = S$; $\frac{W_d}{W} = 0,9$	0,2
6	Té de passage direct (jet de flux) 1 élargissement de section	$S_d = S$, $\frac{W_d}{W} = 0,93$ $\beta < 10^\circ$, $\frac{S_2}{S_1} = 0,9$	0,2 <u>0,05</u> 0,25
7	Té de passage direct (jet de flux) 1 augmentation de section 2 coudes avec tubes directrices	$S_d = S$ $\frac{W_d}{W} = 0,9$ $\beta < 10^\circ$, $\frac{S_2}{S_1} = 0,8$	0,2 <u>0,05</u> 0,7 <u>0,95</u>
8	Té de passage direct (jet de flux)	$S_d = S$; $\frac{W_d}{W} = 0,84$	0,3
9	Té de passage direct (jet de flux) élargissement de section	$S_d = S$; $\frac{W_d}{W} = 0,9$ $\beta < 10^\circ$; $\frac{S_2}{S_1} = 0,9$	0,2 <u>0,05</u> 0,25
10	Té de passage direct (jet de flux) 1 coude à 90°	$S_d = S$; $\frac{W_d}{W} = 0,82$ tubes directrices	0,1 <u>0,35</u> 0,75
11	Té à contre courant (jet de flux) 2 coudes à 90°	$\frac{W_0}{W} = 0,95$ tubes directrices	2,0 <u>0,7</u> 2,7
12	Té de passage direct (jet de flux) 1 élargissement de section	$\frac{S_0}{S} = 1$; $\frac{W_d}{W} = 0,97$ $\beta < 10^\circ$	0,1 <u>0,05</u> 0,15

13	Té de passage direct (jonction de flux) ↑ augmentation de section	$S_d = S$; $\frac{W_d}{W} = 0,36$ $b < 10^2$; $\frac{S_d}{S_1} = 0,36$	0,1 0,05 <hr/> 0,15
14	Té de passage direct (jet de flux)	$S_d = S$; $\frac{W_d}{W} = 0,3$	0,2
15	Té de passage direct (jet de flux) élargissement de section	étus, $\frac{W_d}{W} = 0,87$ $\beta < 10^3$; $\frac{S_d}{S_1} = 0,91$	0,2 0,05 <hr/> 0,25
16	Té de passage direct (jet de flux)	$S_d = S$; $\frac{W_d}{W} = 0,75$	0,6
17	Té de passage direct (jet de flux) élargissement de section	$S_d = S$; $\frac{W_d}{W} = 0,73$ $\beta < 10^3$; $\frac{S_d}{S_1} = 0,9$	0,6 0,05 <hr/> 0,65
18	Té de passage direct (jet de flux) élargissement de section	$S_d = S$; $\frac{W_d}{W} = 0,67$ $\beta < 10^3$; $\frac{S_d}{S_1} = 0,75$	1,2 0,06 <hr/> 1,26
19	Té de dérivation (jet de flux)	$S_d = 0$; $\frac{W_d}{W} = 0,36$; $\frac{S_d}{S} = 0,3$	-4
20	Té de dérivation (jet de flux)	$S_d = S$; $\frac{W_d}{W} = 0,44$; $\frac{S_d}{S} = 0,57$	0,5
21	Té de dérivation (jet de flux)	$S_d = 0$; $\frac{W_d}{W} = 0,46$; $\frac{S_d}{S} = 0,3$	-0,5
22	Té de dérivation (jet de flux)	$S_d = 0$; $\frac{W_d}{W} = 0,45$; $\frac{S_d}{S} = 0,23$	-1
23	Té de dérivation (jet de flux)	$S_d = S$; $\frac{W_d}{W} = 0,67$; $\frac{S_d}{S} = 0,4$	0,8
24	Té de dérivation (jet de flux)	$S_d = S$; $\frac{W_d}{W} = 0,56$; $\frac{S_d}{S} = 0,4$	0,5
25	Té de dérivation (jet de flux)	$S_d = S$; $\frac{W_d}{W} = 0,6$; $\frac{S_d}{S} = 0,35$	-0,05
26	Té de dérivation (jet de flux)	$S_d = S$; $\frac{W_d}{W} = 0,66$; $\frac{S_d}{S} = 0,27$	-0,5
27	Té de dérivation (jet de flux)	$S_d = S$; $\frac{W_d}{W} = 0,39$; $\frac{S_d}{S} = 0,25$	-2
28	Té de dérivation (jet de flux)	$S_d = S$; $\frac{W_d}{W} = 0,4$; $\frac{S_d}{S} = 0,27$	-2
29	Té de dérivation (jet de flux)	$S_d = S$; $\frac{W_d}{W} = 0,5$; $\frac{S_d}{S} = 0,36$	+2,5
30	Té de dérivation (jet de flux)	$S_d = S$; $\frac{W_d}{W} = 0,55$; $\frac{S_d}{S} = 0,36$	+2,5
31	Té de dérivation (jet de flux)	$S_d = S$; $\frac{W_d}{W} = 0,63$; $\frac{S_d}{S} = 0,4$	0,4
32	Té de dérivation (jet de flux)	$S_d = S$; $\frac{W_d}{W} = 0,8$; $\frac{S_d}{S} = 0,4$	1
33	Té de dérivation (jet de flux)	$S_d = S$; $\frac{W_d}{W} = 0,8$; $\frac{S_d}{S} = 0,6$	1,4

La perte de charge totale des conduites d'extraction d'air est

$$\Delta P_f = \Sigma(RL + Z) = 19,06 \text{ mm CE}$$

La perte de charge comprenant les pertes aux entrées et à la sortie est:

1,5 mm CE comme perte de charge aux grilles de reprise et 2 mm à la sortie à l'air libre. $\Rightarrow \Delta P_p = \Delta P_{af} + 3,5 = 22,56 \text{ mm CE}$

Ce qui correspond à une différence statique au ventilateur de:

$$\Delta P_v = 22,56 - 0,102 \cdot \frac{2,11^2}{2} \cdot 1,2 = 18,53 \text{ mm CE}$$

Détermination des organes de réglage pour les gaines d'extraction:

Trangon	P_t mm CE	ΔP_{adm} mm CE	$\frac{\Delta P_{ado}}{P_t}$	$\frac{2\Delta L}{L} \cdot 0,1$
2	20,95	2,48	0,12	X
19	12,85	8,15	0,63	X

Calcul de la pression totale au ventilateur:

a) Ventilateur de soufflage: La perte de pression totale du ventilateur de soufflage est égale à la perte de pression totale du réseau augmentée de la perte de pression due aux éléments de la centrale (on prendra des valeurs moyennes)

filtre à air: $W = 2 \text{ m/s}$; $\Delta P = 4 \div 8 \text{ mm CE} \Rightarrow \Delta P = 6 \text{ mm CE}$

Réchauffeur: $W = 2 \div 4 \text{ m/s}$; $\Delta P = 2 \div 8 \text{ mm CE} \Rightarrow \Delta P = 5 \text{ mm CE}$

réfrigérant de surface: $W = 2 \div 3 \text{ m/s}$; $\Delta P = 8 \div 15 \text{ mm CE} \Rightarrow \Delta P = 11,5 \text{ mm CE}$

Chambre de pulvérisation: $W = 2 \div 5 \text{ m/s}$; $\Delta P = 5 \div 10 \text{ mm CE} \Rightarrow \Delta P = 7,5 \text{ mm CE}$

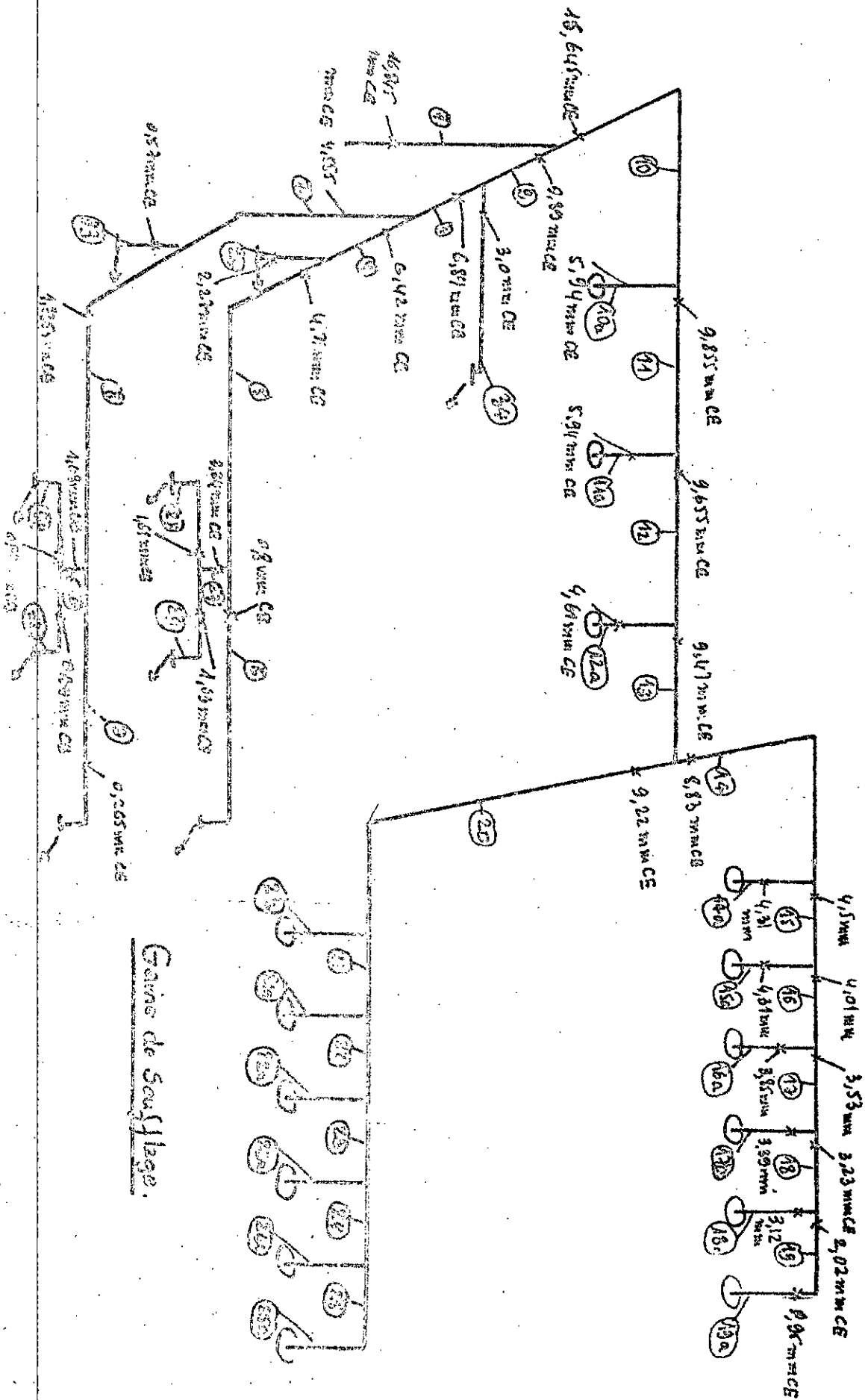
Perte de pression à l'entrée: 2 mm CE

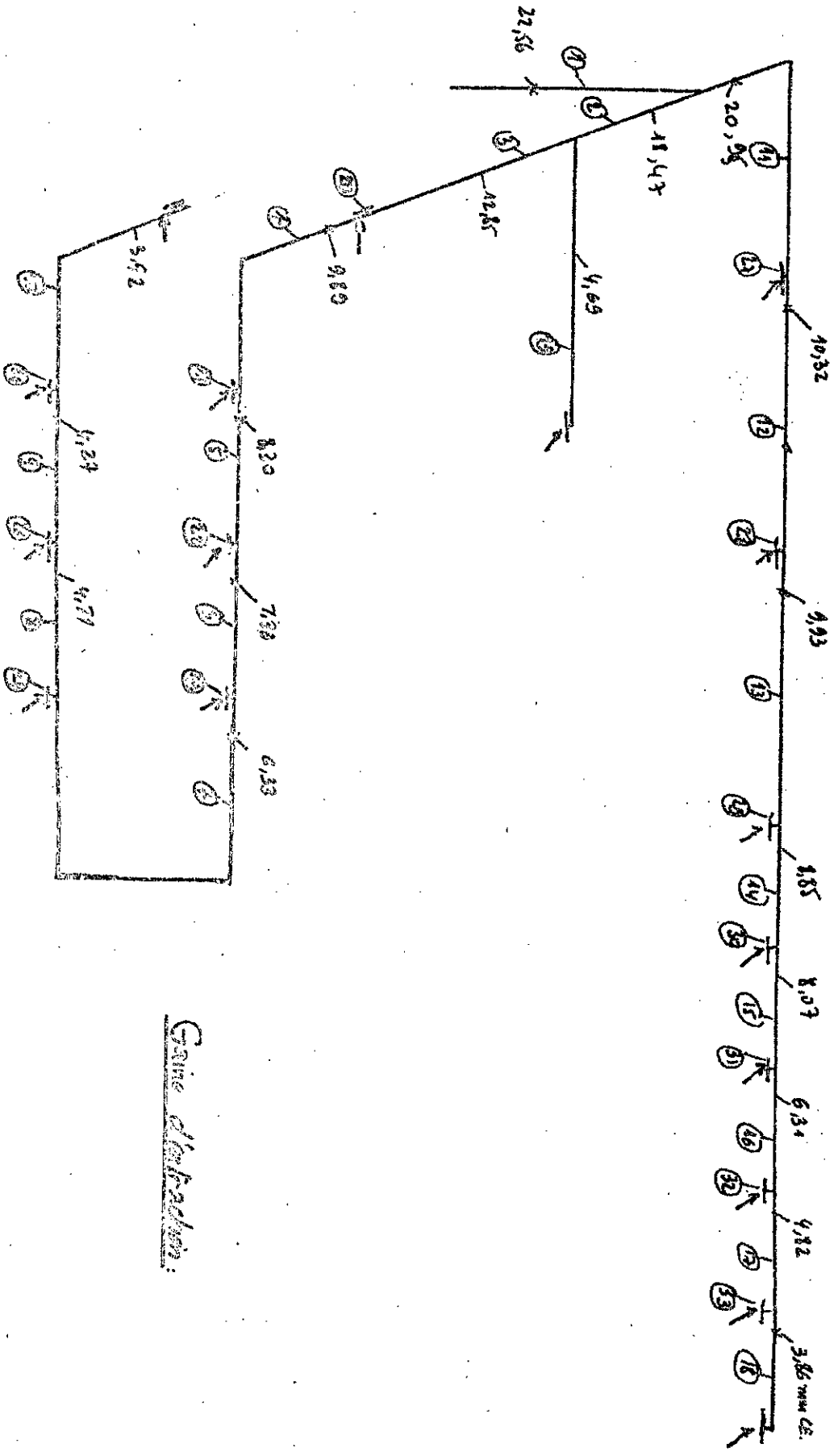
d'où $\Delta P_t = 16,845 + 6 + 5 + 11,5 + 7,5 + 2 = 60,34 \text{ mm CE}$

b) Ventilateur d'extraction:

Elle a déjà été calculée lors de la détermination de la perte de charge totale de réseau d'extraction.

$$\Delta P_t = 22,56 \text{ mm CE}$$





Gaine diefallen:

APENDICE REGULATION

Si ce projet doit être réalisé, il faut qu'il soit complété par une profonde étude de régulation.

La centrale a été dimensionnée pour des conditions extrêmes donc pour obtenir des conditions intérieures constantes quel que soient les conditions extérieures il faut une installation de régulation.

Le processus de régulation choisi est la régulation du point de rosée.

Ce processus maintient une température constante derrière l'humidificateur qui correspond à la température de rosée de l'air d'apport.

On se maintient grâce au régulateur R_1 sur la limite de saturation. Le préchauffeur et le réfrigérant (à persiennes) sont commandés par R_1 . Le décalage du point de rosée est obtenu par la sonde de température T_0 .

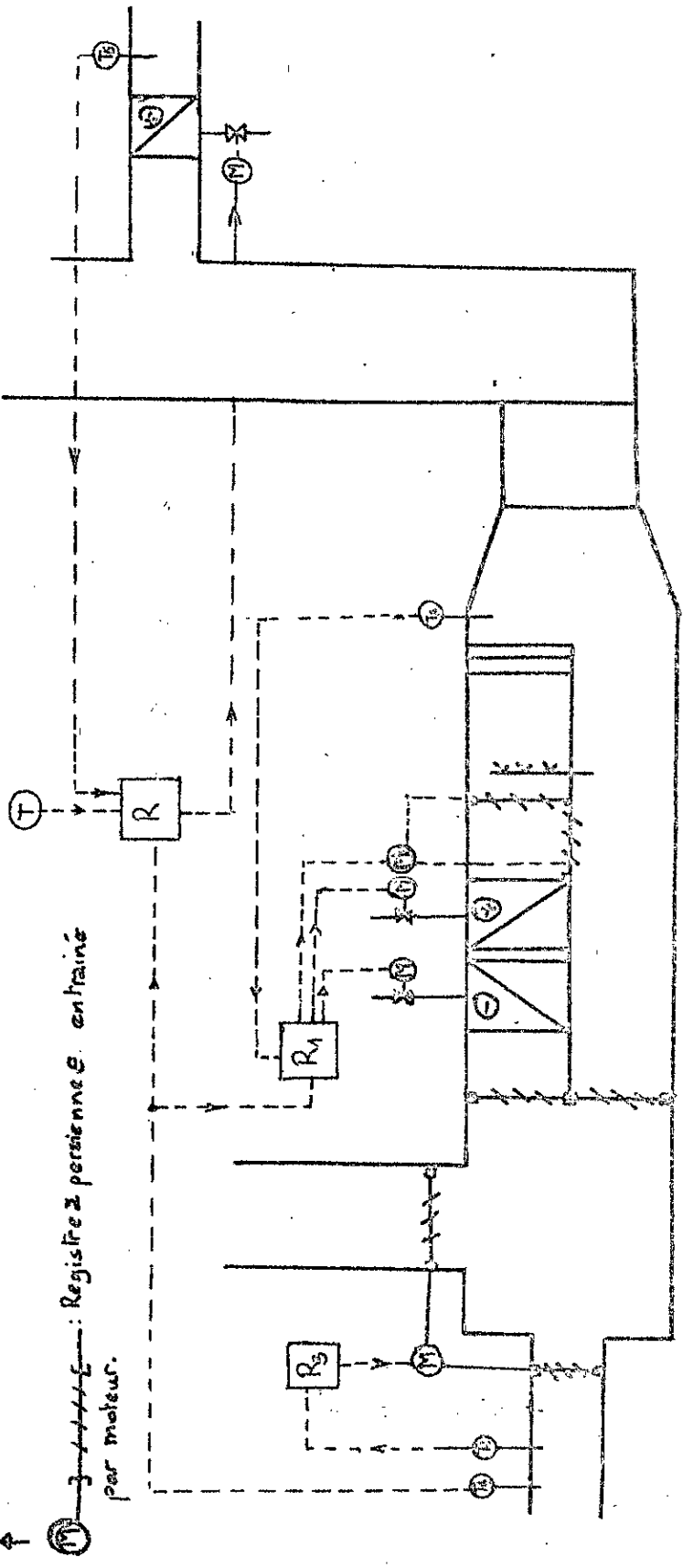
Le régulateur R_2 agit sur le réchauffeur des locaux (4,5,8,9) et la sonde de température T_5 empêche le régulateur R_2 de descendre en dessous d'une limite minimale pour la température de l'air introduit.

Le mélange de l'air extérieur et l'air recyclé est réglé par le régulateur R_3 qui est dirigé par la sonde T_1 .

(T₁), (T₂), (T₃), (T₄), (T₅) sondes de température.

(R₁), (R₂), (R₃) : régulateurs

(M) : soupape entraînée par un moteur.



----- : Registre 2 persiennes entraîné par moteur.

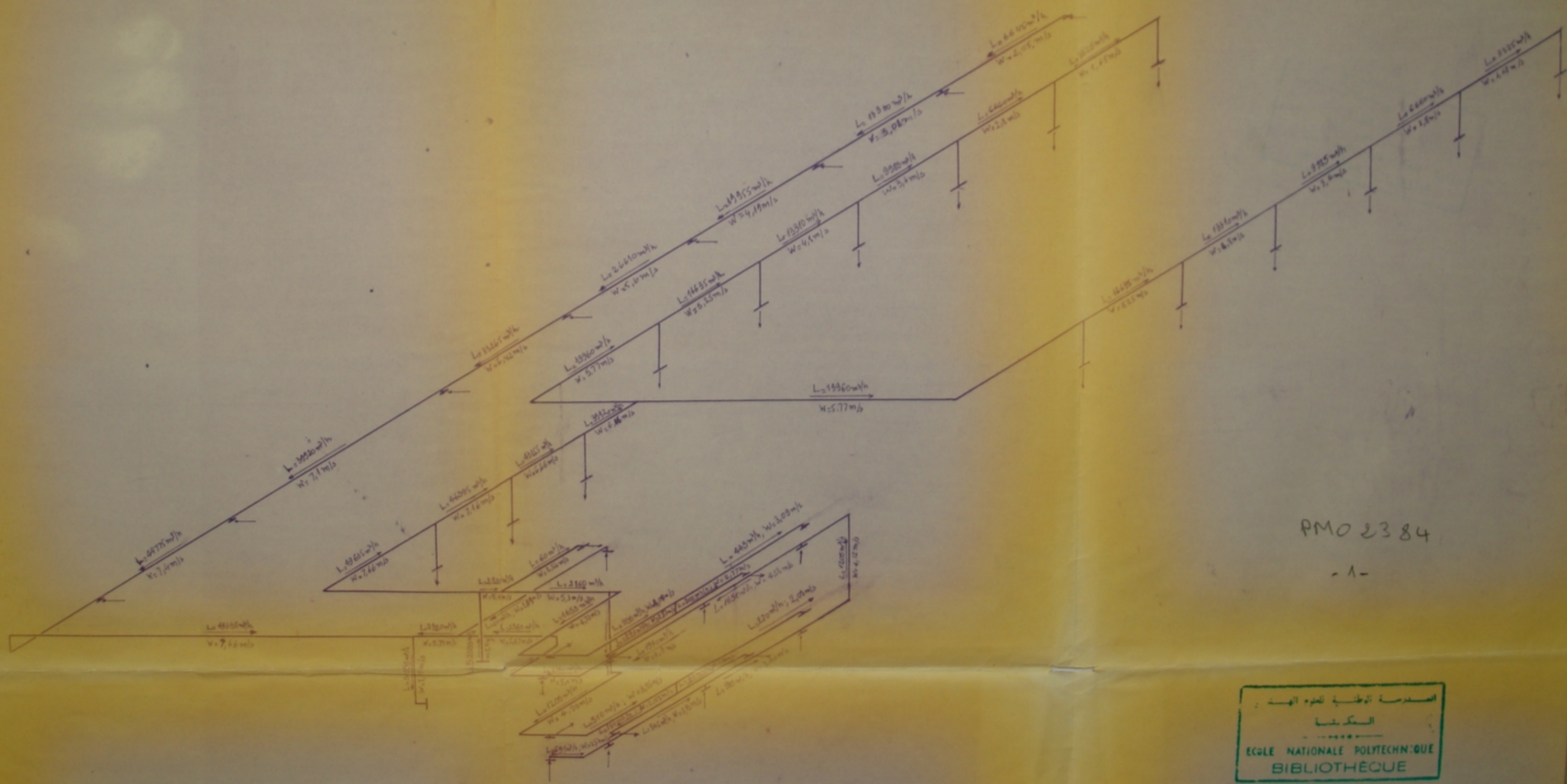
Schéma de régulation de l'installation de climatisation

CONCLUSION

Le travail demandé consistait au dimensionnement d'une installation de climatisation pour un grand magasin.

Pour que ce travail soit réalisé il faut :

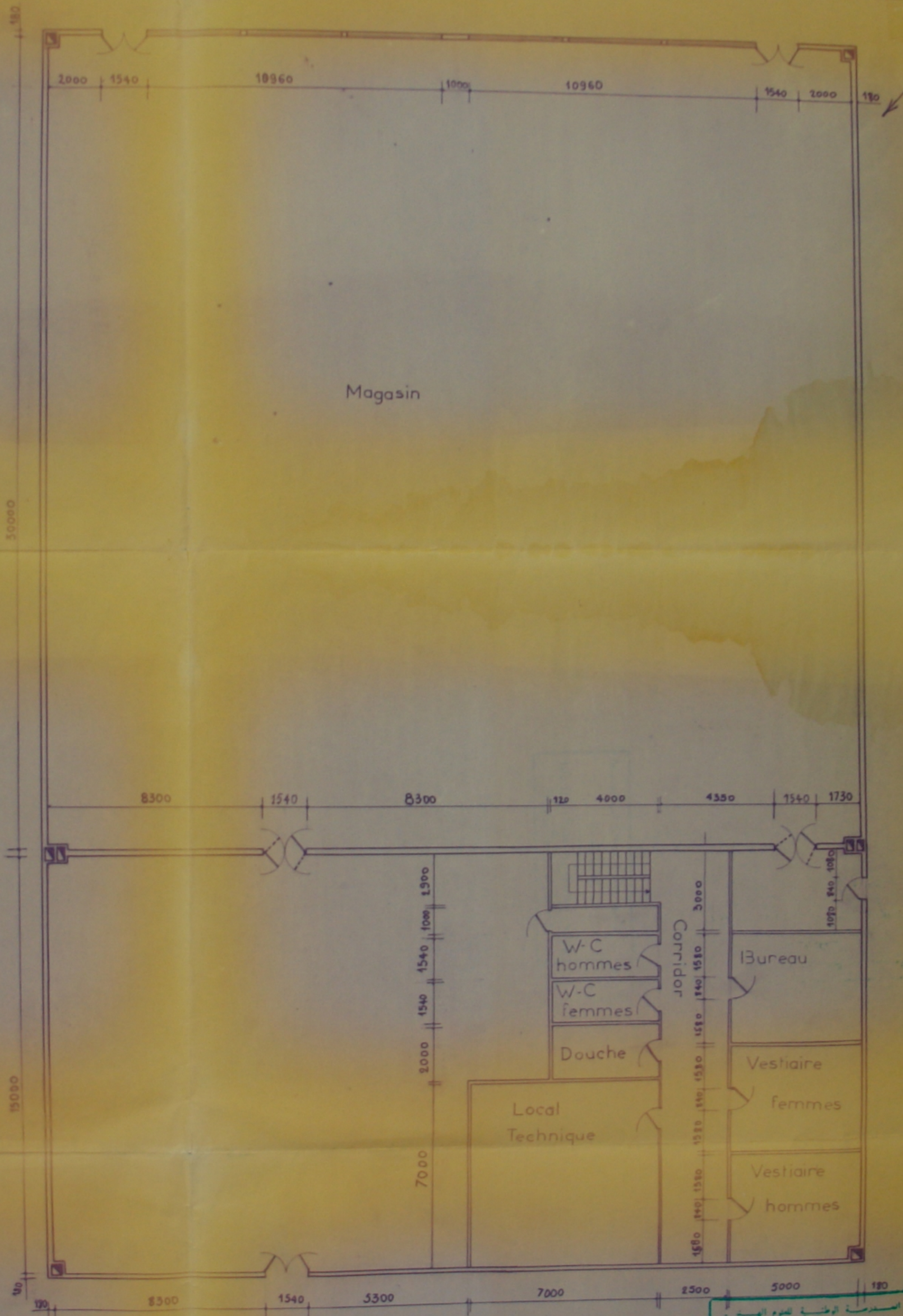
- Connaissant les différentes puissances et caractéristiques des équipements figurant dans le centrale, choisir les appareils après avoir consulté les catalogues fournis par les firmes fabriquant ce genre d'équipements.
- Une étude de régulation très complète (qui est en elle même un projet) qui permettra de maintenir dans les locaux la température et l'humidité relative souhaitées.



PMO 2384
- 1 -

الجامعة الوطنية للتكنولوجيا
المركنية
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	1/100	Représentation isométrique	ENPA
Etudiant	MERJANI BERU	do l'installation de	Dép mécanique
Projeteur	DMCZAK	Climatisation	



Magasin

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
 المكتبة
 ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 BIBLIOTHEQUE

PM02384

-3-

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	1:100		
Etudiant	MEERJANI		
Pratiquant	TOMICZAK		

PLAN
 D'ARCHITECTURE

ENPA

Dép Mécanique