

42/85

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET  
DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

Alex

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية  
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

Département de Génie Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

**THEME**

CLIMATISATION D'UNE HALL DE FABRICATION  
DE FIBRES ARTIFICIELLES

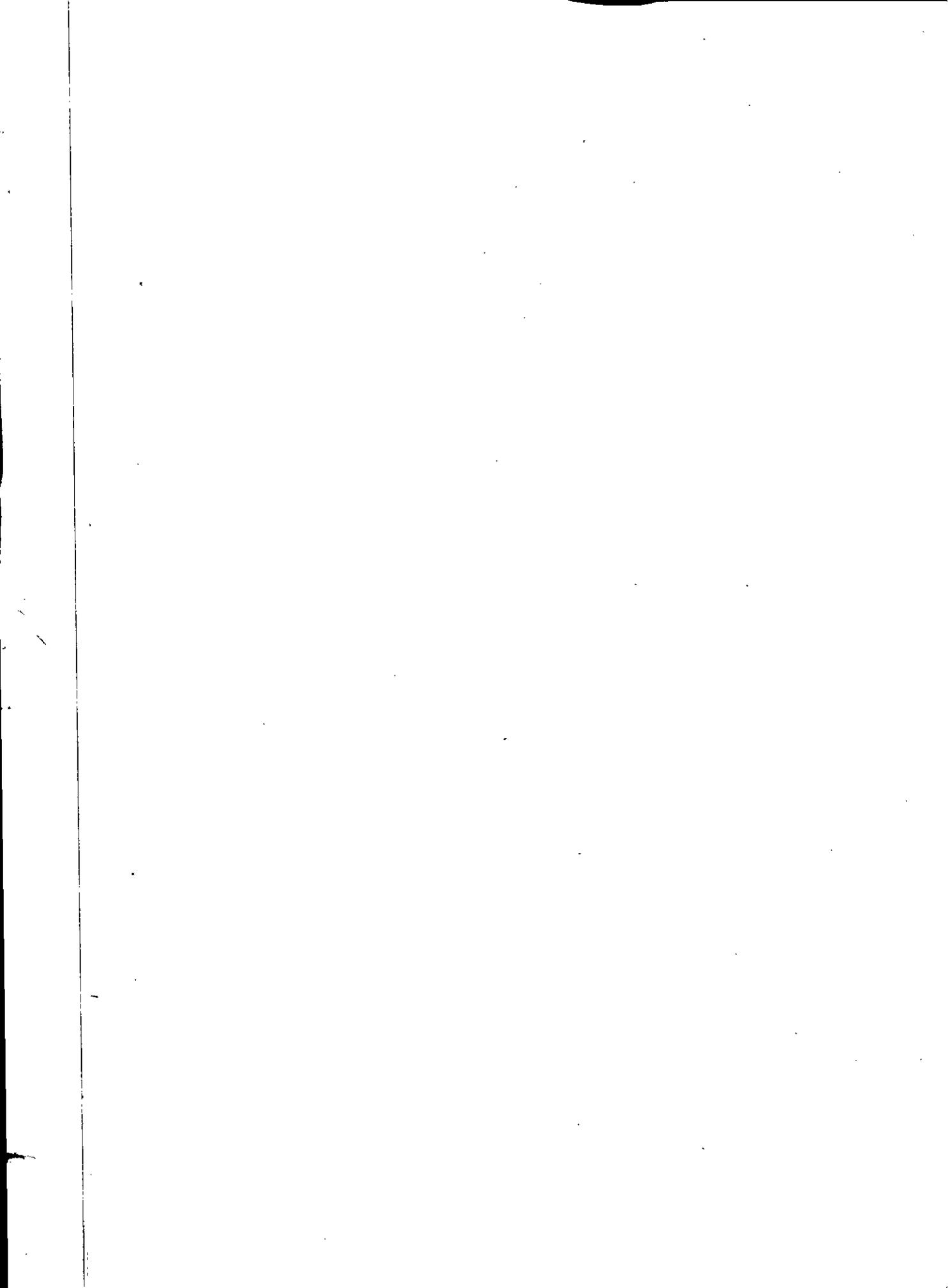
Etude de la possibilité d'utilisation  
d'une pompe à chaleur

Promoteur :

M. TOMCZAK

Etudié par :

K. NEHAL



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET  
DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

الدرسة الوطنية للعلوم الهندسية  
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

Département de Génie Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

**THEME**

CLIMATISATION D'UNE HALL DE FABRICATION  
DE FIBRES ARTIFICIELLES

Etude de la possibilité d'utilisation  
d'une pompe à chaleur

Promoteur :

M. TOMCZAK

Etudié par :

K. NEHAL

Promotion : Janvier 1985

NEHAL KAMEL

Dpt de Génie - Mécanique

Promoteur : M.TOMCZAK

### Résumé

Ce projet étudie la possibilité de climatiser une hall de fabrication de fibre artificielle située à ALGER

Les principaux travaux effectués sont :

- Détermination des besoins calorifiques et frigorifiques.
- Détermination du débit et de l'état de l'air soufflé.
- Calcul et tracé du réseau de gaine.
- Etude de la possibilité d'utilisation d'une pompe à chaleur.

### Summary

This scheme study the possibility for air-conditioning a hall of manufacture artificial fibre in ALGIERS.

The principals tasks accomplished are :

- Determination of the calorific and frigorific necessities.
- Determination of the blowed air condition and flow.
- Calculation and sketch of the extracted and blowed air system.
- Studie of the possibility to utilize a heat pump.

### ملخص

- يتمثل هذا المشروع في دراسة إمكانية تكييف معمل لصناعة ألياف صناعية يقع في الجزائر العاصمة .
- إن الأعمال التي قمنا بها هي كالتالي :
- تحديد الحاجيات الحرارية و التبريدية .
  - تحديد تدفق و حالة الهواء الضروريا للتكييف .
  - حساب ورسم قنوات إيصال وإستخراج الهواء المعالج .
  - دراسة إمكانية إستعمال مضخة حرارية .

" IN EDICACES "

Je dédie ce modeste mémoire à mes parents, à mes  
frères et soeurs et à tous mes amis.



## E M E R C I E M E N T S

---

Je tiens à remercier Monsieur TOMCZAK pour son aide précieuse, ainsi que tous les enseignants qui ont contribué à notre formation.

Je ne terminerai pas sans remercier les personnes qui m'ont aidé pour la mise en forme de ce mémoire.

## TABLE DES MATIERES

CHAP. I - INTRODUCTION	
I.1 -Généralités.....	1
I.2 -Bit du projet.....	2
I.3 -Données de base.....	2
CHAP. II - BILANS THERMIQUES	
II.1 - Bilan thermique hiver.....	5
II.1.1- Besoins calorifiques par transmission.....	5
II.1.2- Besoins calorifiques par ventilation.....	9
II.1.3- Tableaux.....	10
II.2 - Bilan thermique été.....	16
II.2.1- Estimation des gains de chaleur.....	16
II.2.2- Charge frigorifique du local.....	24
II.2.3- Charge frigorifique de l'atelier.....	25
II.2.4- Tableaux.....	30
CHAP. III - DEBIT ET ETAT DE L'AIR	
III.1 -Généralités.....	35
III.2 -Calcul des débits d'air.....	36
III.3 -Exploitation en été de l'installation.....	38
III.4 -Exploitation en hiver de l'installation.....	41

## TABE DES MATIERES

CHAP. I - INTRODUCTION	
I.1 -Généralités.....	1
I.2 -But du projet.....	2
I.3 -Données de base.....	2
CHAP.II - BILANS THERMIQUES	
II.1 -Bilan thermique hiver.....	5
II.1.1- Besoins calorifiques par transmission.....	5
II.1.2- Besoins calorifiques par ventilation.....	9
II.1.3-Tableaux.....	10
II.2 - Bilan thermique été.....	16
II.2.1- Estimation des gains de chaleur.....	16
II.2.2- Charge frigorifique du local.....	24
II.2.3- Charge frigorifique de l'atelier.....	25
II.2.4- Tableaux.....	30
CHAP. III - DEBIT ET ETAT DE L'AIR	
III.1 -Généralités.....	35
III.2 -Calcul des débits d'air.....	36
III.3 -Exploitation en été de l'installation.....	38
III.4 -Exploitation en hiver de l'installation.....	41

## CHAP. IV - INSTALLATION DE CLIMATISATION.

IV.1- Généralités.....	44
IV.2- Filtration de l'air.....	45
IV.3- Chauffage de l'air.....	45
IV.4- Refroidissement de l'air.....	46
IV.5- Humidification de l'air.....	46
IV.6- Assèchement de l'air.....	47

## CHAP. V - TRAITEMENT DE L'AIR.

V. 1- Généralités.....	48
V. 2- Fonctionnement en été.....	48
V. 3- Traitement de l'air en été.....	50
V. 4- Dimensionnement de la batterie froide.....	50
V. 5- Fonctionnement en hiver.....	51
V. 6- Traitement de l'air en hiver.....	53

## CHAP. VI - CALCUL DU RESEAU DE GAINES.

VI.1- Introduction.....	56
VI.2- Calcul des dimensions.....	56
VI.3- Calcul des pertes de charge.....	57
VI.4- Tableaux.....	60

## CHAP. VII- POMPE A CHALEUR.

VII.1-Introduction.....	73
VII.2-Pompe à chaleur.....	73
VII.3-Caractéristiques générales.....	74
VII.4-Les éléments d'une P.A.C.....	75
VII.5-Types de P.A.C.....	77
VII.6-P.A.C. à air réversible.....	77
VII.7-Etude technique.....	78
VII.8-Etude économique.....	79

## CONCLUSION.



RINCIPaux SYMBOLES ET  
ABREVIATIONS UTILISEES

<b>h</b> : Hauteur.....	m
<b>b</b> : Largeur.....	m
<b>e</b> : Epaisseur.....	cm
<b>d</b> : Diamètre.....	m
<b>S</b> : Surface.....	m <sup>2</sup>
<b>V</b> : Volume.....	m <sup>3</sup>
<b>l</b> : Masse volumique.....	Kg/m <sup>3</sup>
<b>Δp</b> : Pression.....	mm.CE
<b>L</b> : Débit d'air.....	Kg/h, m <sup>3</sup> /l
<b>P</b> : Puissance.....	Kcal/h
<b>Q</b> : Besoins calorifiques ou frigorifiques.....	Kcal/h
<b>K</b> : Coefficient de transmission global.....	Kca/M <sup>2</sup> .h°c
<b>λ</b> : Conductivite calorifique.....	Kcal/m.h
<b>R</b> : Perte de charge par unité de longueur.....	mm CE/m
<b>W</b> : Vitesse d'écoulement.....	m/S
<b>t</b> : Température.....	°C
<b>HR</b> : Humidité relative.....	%
<b>α</b> : Coefficient de transfert.....	q/Kg d'a
<b>Z</b> : Perte de charge localisées.....	mm/CE
<b>h<sub>1</sub></b> : Enthalpie.....	Kcal/Kg
<b>C.O.P</b> : Coefficient de performance.....	
<b>P.A.C</b> : Pompe à chaleur.....	

CHAPITRE : 1  
INTRODUCTION

I.1 - Généralités :

L'homme cherche toujours à améliorer ses conditions de séjour, de travail ainsi que les conditions qui sont nécessaires à certains procédés de fabrication. Donc, c'est pour assurer ces conditions qu'il a mis au point un procédé lui permettant de maintenir une ambiance agréable dans les salles de séjour et de travail, et favorable à la fabrication d'un produit; Ce procédé est la climatisation.

L'industrie textile est la première qui ait vu se développer les applications du conditionnement de l'air. La résistance et l'élasticité du fil varie en fonction de la température et du degré hygrométrique de l'air. Il est donc nécessaire de conditionner l'air de l'atelier pour réduire au minimum les risques de rupture et éviter d'avoir à arrêter les machines.

I.2 - But du projet

On se propose dans le cadre de ce projet d'assurer la climatisation d'une hall de fabrication de fibre artificielle et d'étudier la possibilité d'utilisation de la pompe à chaleur.

Notre travail consiste donc à :

- La détermination des besoins calorifiques et frigorifiques.
- Calculer les débits d'air nécessaires.
- La détermination des puissances calorifiques et frigorifiques.
- Etablissement du réseau de gaines
- Etude de la possibilité d'utilisation de la pompe à chaleur.

### 1.3.-Données de base

Les locaux à conditionner se trouvent dans la région d'ALGER : Latitude Nord =  $36^{\circ} 46'$   
 Altitude 60 mètres

#### 1.3.1 -CONDITIONS DE PASE EXTERIEURES

Les conditions climatologiques servant de base aux calculs sont pour la région d'ALGER

Hivers	: $T^{\circ} = 3^{\circ}\text{C}$	$q = 93\%$ HR
Eté	= $4^{\circ}\text{C}$	$q = 42\%$ HR

### I.3.2 -Conditions de base intérieures

Les conditions intérieures permettent d'assurer un maximum de confort pour l'individu et la bonne préparation d'un produit ainsi que son traitement et sa fabrication.

Des études montrent que les conditions les plus hygiéniques correspondent pour l'homme à des degrés hygrométriques entre 45% et 55%.

D'après les tableaux donnant les conditions intérieures pour l'industrie textile on a les valeurs suivantes :

	Atelier	Bureaux	Vestiaires	Douches	Vestibule
Eté	27°C-55%	27°C-55%	27°C-55%	27°C-55%	27°C-55%
Hiver	21°C-40%	21°C-40%	21°C-40%	21°C-40%	25°C-40%

CHAPITRE : II  
BILANS THERMIQUES

Il est indispensable pour déterminer avec exactitude le bilan thermique de connaître avec précision les facteurs qui auront une influence sur lui tels que :

- Situation géographique du local
- Dimensions du local
- Destination du local
- Matériaux de construction de ce local

Pour calculer les puissances calorifiques ou frigorifiques du local, on subdivise en cinq classes les sources possibles de calories ou de frigories :

- 1°/ -Apports traversants les parois, dus aux différences de température entre l'intérieur et l'extérieur.
- 2°/ -Apports traversants les parois, dus aux rayonnement solaire.
- 3°/ -Apports correspondants aux dégagements de chaleur et de vapeur d'eau des appareils.
- 4°/ -Apports correspondants aux dégagements de chaleur et de vapeur des occupants.
- 5°/ -Apports de chaleur et de vapeur par infiltration.

Quand les températures intérieures et les conditions climatiques extérieures restent inchangées, les besoins calorifiques d'un local sont identiques à la somme de toutes les déperditions de chaleur à travers l'enveloppe extérieure des locaux chauffés. Ces déperditions sont de deux sortes :

1°/-Les déperditions calorifiques par transmission à travers parois;fenêtres, plancher... dûes à la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur.

2°/-Les déperditions calorifiques par ventilations qui sont dûes à l'air qui entraine avec lui une partie de la chaleur vers l'extérieur.

\* Dans tous ce qui suit on va utiliser la norme DIN 4701 pour la détermination des besoins calorifiques.

#### II.1.1.- BESOINS CALORIFIQUES PAR TRANSMISSION " $Q_t$ "

On doit distinguer la différence entre pertes calorifiques par transmission " $Q_o$ ." et besoins calorifiques " $Q_t$ " correspondant à ces mêmes pertes.

" $Q_0$ " est la somme des pertes par transmission globale des éléments de l'enveloppe d'un local.

Pour obtenir " $Q_t$ " on doit multiplier " $Q_0$ " par un coefficient de majoration " $Z$ " qui est la somme des majorations partielles.

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

" $Z_U$ " = pour interruption d'exploitation du chauffage.

" $Z_A$ " = pour compensation des surfaces extérieures froides

" $Z_H$ " = pour orientation.

On peut donc écrire :

$$Q_t = Q_0 \cdot Z = Q_0 \cdot (1 + Z_U + Z_A + Z_H)$$

#### A/-DEPERDITIONS CALORIFIQUES PAR TRANSMISSION " $Q_0$ ."

Les déperditions calorifiques par transmission " $q_0$ " pour chaque surface de l'enveloppe du local est donné par l'équation fondamentale de la transmission de chaleur :

$$q_0 = K \cdot S \cdot (t_i - t_e)$$

Avec :

" $K$ " = coefficient de transmission global de chaleur  
(Kcal/hm<sup>2</sup>°C)

" $S$ " = surface d'échange (m<sup>2</sup>)

" $t_i$  et  $t_e$ " = température intérieure et extérieur (°C)

La somme des déperditions élémentaires "q<sub>o</sub>" de chaque paroi représente la déperdition par transmission totale du local :

$$Q_o = \sum q_o$$

#### F/-CALCUL DES COEFFICIENTS DE TRANSMISSION GLOBALE "K"

Ce coefficient "K" représente la quantité de chaleur échangée en une heure à travers une paroi, par mètre carré de surface et par degré centigrade de différence entre les températures de l'air baignant ses faces intérieures et extérieures.

L'inverse de "K" représente la résistance globale offerte au passage de la chaleur.

Pour une paroi à plusieurs couches cette résistance est donnée par :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \sum R_i \quad (\text{hm}^2 \text{ c/Kcal})$$

$\frac{1}{h_i}$  = résistance superficielle intérieure

$\frac{1}{h_e}$  = résistance superficielle extérieure

$R_i$  = résistance thermique de la couche i

n = nombre de couches.

C/-COEFFICIENT "K" DES FENETRES ET PORTES ET DES PAROIS:

Fenêtres extérieures avec vitrage simple	$K=5\text{Kcal/m}^2\text{n}^\circ\text{c}$
Fenêtres extérieures composées en métal	$K=3$ "
Porte extérieure en acier	$K=5$ "
Porte extérieure bois	$K=3$ "
Porte intérieure	$K=2$ "
Mur extérieur 30cm brique pleine $M=570\text{Kg/m}^2$	$K=1,43$ "
Mur intérieur 18cm brique creuse $M=152\text{Kg/m}^2$	$K=1,56$ "
Toit métallique alvéolé $M=40\text{Kg/m}^2$	$K=0,68$ "
Sol en béton léger 20cm $M=380\text{Kg/m}^2$	$K=0,24$ "

Les déperditions par le sol sont généralement faibles.

⌘ Les principales abréviations utilisées dans la suite du calcul sont :

ME = mur extérieur  
MI = mur intérieur  
PE = porte extérieur  
PI = porte intérieure  
PV = paroi vitrée  
F = fenêtre  
SI = sol  
T = toit

### II.1.2.-BESOINS CALORIFIQUES POUR PERTES PAR VENTILATION:

Le débit d'air d'infiltration varie suivant l'étanchéité des fenêtres et portes, la porosité des parois du bâtiment, sa hauteur... ainsi que des différences de pression entre l'intérieur et l'extérieur.

Pour compenser les pertes par ventilation, il est nécessaire d'apporter un supplément calorifique calculé par l'équation :

$$Ql = \sum (a.L)_A R.H (t_i - t_e) Z_E \quad (\text{Kcal/h})$$

Avec :

$\sum (a.L)_A$  = perméabilité des fenêtres et portes au vent.

R = caractéristique du local

H = caractéristique de l'immeuble

$(t_i - t_e)$  = différence de température entre l'intérieur et l'extérieur

$Z_E$  = facteur de majoration pour fenêtre d'angles.

Application :

Fenêtres simples en bois  $a = 3\text{m}^2/\text{h}$

Portes extérieures non exposées au vent  $a = 1,5\text{m}^3/\text{h}$

\* Les résultats du calcul figurent dans les tableaux :

-	Abreviation	
-	Orientation	
cm	épaisseur murs	
m	long ou largeur	
m	Hauteur	
m <sup>2</sup>	Surface	
m <sup>2</sup>	Deduction	
-	Nombre	
m <sup>2</sup>	Surface réelle	
$\frac{\text{m}^2}{\text{N}^{\text{hab}}}$	Coefficient K	
°C	Diff de t <sup>e</sup> dt	
Watt/h	Dependence Calc ntique par Trans Q <sub>0</sub>	
-	M A J O R A T I O N S	$\frac{1}{2} \frac{Q_{0T}}{Q_0}$
-		$\frac{1}{4}$
-		4+
Kcal/h	Besoins Calorifiques de Transmission Q <sub>T</sub>	
Kcal/h	Besoins Calorifiques de Ventilations Q <sub>V</sub>	
Kcal/h	Besoins Calorifiques Total P <sub>total</sub>	

1. ATELIER. t<sup>e</sup> = 20°C V = 2400 m<sup>3</sup>

ME	N	30	40	5	200	45	1	455	4/13	18	3990		5% ANS	25.730	4400	21.230
ME	S	30	40	5	200	60	1	440	4/12	18	3600					
ME	E	30	42	5	60	-	1	60	4/12	18	4500					
AV	-	-	3	2,5	7,5	-	12	7,5	5	18	8400					
PE	-	-	5	3	15	-	1	15	5	18	3350					
PI	-	-	2	2,5	5	-	1	5	2	6	60					
T	-	-	-	-	480	-	1	480	0,62	18	5870					
												21.230				

-	Abreviation	
-	Orientation	
cm	épaisseurs murs	
m	long ou largeur	
m	Hauteur	
m <sup>2</sup>	Surface	
m <sup>2</sup>	Deduction	
m <sup>2</sup>	surface réelle	
-	nombre	
$\frac{W}{m^2 \cdot h}$	coeff. K	
°C	diff. $t_i - t_e$	
Watt/h	Reperdition Calc par Trans $Q_p$	
%	ESTIMÉ - C/24	
%	$\frac{Q_p}{Q_T}$	
%	$\frac{Q_L}{Q_T}$	
Watt/h	Besoins calorifiques de Transmission $Q_T$	
Watt/h	Besoins calorifiques de Ventilation $Q_L$	
Watt/h	Besoins calorifiques Total $Q_{totale}$	

2. BUREAUX  $t_i = 21^\circ C$   $V = 70 m^3$

ME	N	30	4	25	44	5	3	1	418	48	230							
MI	S	28	4	25	44	2,2	2,8	1	456	6	300							
MI	O	28	5	25	67	-	-	1	456	3	310							
T	-	-	-	25	2	5	-	1	3	3	270							
T	-	-	1	2,2	2,2	-	-	1	3	0	30							
T	-	-	-	-	20	-	-	1	268	2	290							
												811	20%	5%	4,25	2650	220	9850

1	Abreviation	
-	Orientation	
cm	épaisseurs murs	
m	Long ou Longueur	
m	Hauteur	
m <sup>2</sup>	Surface	
m <sup>2</sup>	Deduction	
-	nombre	
m <sup>2</sup>	Surface réelle	
$\frac{K_{0,025}}{m^2 \cdot K}$	Coefficient K	
°C	diff de t° à l'	
Kcal/h	Déperdition Calc par trans Q <sub>0</sub>	
%	NATURATIONS	
%		R <sub>0,025</sub> + R <sub>A</sub>
%		R <sub>A</sub>
%	R <sub>A</sub> + %	
Kcal/h	Besoins calor de Transmission Q <sub>T</sub>	
Kcal/h	Besoins calor de Ventilation Q <sub>V</sub>	
Kcal/h	Besoins calor Total Q <sub>Total</sub>	

EST. VESTIARIRES t° = 21° V = 87,5 m<sup>3</sup>

MUR	S	30	5	3,5	43,5	4	1	43,5	43,2	18	350								
MUR	N	48	5	3,5	43,5	4,5	1	43	45,6	6	120								
F	S	-	1	2	2	-	2	2	5	18	310					1480			
PI	-	-	4,8	4,5	4,5	-	1	4,5	2	6	30								
T	-	-	-	-	25	-	1	25	9,68	18	310								
												1220			5%	695	1460	320	

Abreviation		Orientation		cm épaisseurs murs		m Long ou Largeur		m Hauteur		m <sup>2</sup> Surface		m <sup>2</sup> Deduction		nombre		m <sup>2</sup> Surface réelle		coeff. K		DIFF de t° = Δt		Dépendance: Q <sub>tr</sub> par Trans Q <sub>o</sub>		ISCHOWET - 0200			Besoins Colorifiqués de Transmission Q <sub>t</sub>		Besoins Colorifiqués de Ventilation Q <sub>L</sub>		Besoins Colorifiqués Total Q <sub>totale</sub>		
Douches Collectives		t <sub>h</sub> = 24°C		V = 105 m <sup>3</sup>																													
ME	S	30	6	3,5	24	-	1	21	403	48	540																						
ME	D	30	5	3,5	42,5	-	1	17,5	403	48	450																						
MI	N	48	6	3,5	24	-	1	11	432	6	200																						
T	-	-	-	-	30	-	1	30	968	48	370																						
											1560		85%		-5%		4,2		1700				1700										

-	Abreviation
-	Orientation
cm	épaisseurs murs
m	Long ou Largeur
m	Hauteur
m <sup>2</sup>	Surface
m <sup>2</sup>	Deduction
-	nombre
m <sup>2</sup>	Surface réelle
$\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}}$	Coeff. K
°C	Diff de t° = Δt
Kcal/h	Déperditions Calo per Trans Q <sub>0</sub>
%	Z <sub>D</sub> = Z <sub>V</sub> + $\frac{Z_A}{A}$ Z <sub>H</sub> Z <sub>A</sub> + %
%	
%	
Kcal/h	Besoins Calorif de Transmission Q <sub>T</sub>
Kcal/h	Besoins Calorif ques. de Ventilation Q <sub>L</sub>
Kcal/h.	Besoins Calorif iques total Q <sub>Totale</sub> .

5 Vestibules

t<sub>c</sub> = 15 °C

V = 77 m<sup>3</sup>

MI	N	18	7	3,5	24,5	-	1	24,5	1,56	3	110
MI	N	18	4	3,5	14	2,2	1	14,8	1,56	-6	-110
MI	S	18	11	3,5	38,5	4,5	1	34	1,56	-6	-320
PI	N	-	1	2,2	2,2	-	1	2,2	2	-6	-20
PI	E	-	2	2,5	5	-	1	5	2	-6	-60
T	-	-	-	-	22	-	1	22	0,68	12	180
PE	0	-	2	2,5	5	-	1	5	5	12	300
PI	S	-	1,8	2,5	4,5	-	1	4,5	2	-6	-50
SI	-	-	-	-	22	-	1	22	0,24	-6	-30

0	0	1780	1780
---	---	------	------

## II.2 - Bilan thermique été :

La charge frigorifique (quantité de chaleur à éliminer) est une propriété intrinsèque des bâtiments, elle dépend de l'équipement et de l'utilisation du local.

La charge frigorifique du 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  $Q_{ext}$ .

Dans la méthode classique, on calcule les gains instantanés et on admet que l'installation les compense au fur et à mesure de leur production. Mais on a remarqué que d'une façon générale, une installations déterminée sur ce principe était surdimensionnée; ceci provient de :

1°/ -Inertie thermique consentie par les matériaux de construction.

2°/ -Non simultanéité des valeurs maxima des divers gains.

C'est pour ces raisons qu'on utilise des coefficients d'amortissement qui permettent de déterminer la charge frigorifique réelle. Ces coefficients dépendent de :

- La durée de fonctionnement de l'installation.
- La masse des matériaux constituant les parois ramenées à la surface du plancher. Cette masse  $M$  est donnée par :

$$M = \frac{\sum M_{ak} + \frac{1}{2} \sum M_{ik}}{A} \quad (\text{Kg/m}^2)$$

$M_{ak}$  = masse des murs extérieures et du plancher (Kg)

$M_{ik}$  = masse des murs de séparation et du plafond (Kg)

$A$  = surface de plancher ( $m^2$ )

## II. 2 - ESTIMATION DES GAINS DE CHALEUR

La détermination du matériel nécessaire pour une installation est basé sur le bilan thermique.

Celui-ci doit tenir compte aussi bien des gains externes que des gains internes.

### 1°/-Gains internes : $Q_{int}$

On entend par gains internes, les dégagements de chaleur ayant leur source à l'intérieur du local.

Les gains internes proviennent en général des sources suivantes :

- occupants
- éclairagé
- appareils divers.

### 1e.a/Chaleur dégagée par les occupants : $Q_{oc}$

Le corps humain par son métabolisme dégage une certaine quantité de chaleur cédée à l'ambiance par rayonnement, convection et évaporation du fait de la respiration.

$Q_{oc}$  = se calcule à partir du nombre le plus élevé d'occupants et de la chaleur dégagée par personne :

$$Q_{oc} = q_p \times C_a \times n.$$

.../...

$Q_p$  = chaleur dégagée par personnel (table 48 de (2))

$C_a$  = coefficient d'amortissement (table 12 de (2))

$n$  = Nombre de personnes

\* Le nombre d'employés est de :

- 32 dans l'atelier

- 04 dans le bureau

1°.b./ Chaleur dégagée par l'éclairage :  $Q_{ec}$

Les appareils d'éclairage constituent une source de chaleur sensible. Cette chaleur est dégagée par rayonnement, convection et conduction. Les gains réels peuvent être déterminés par application des coefficients d'amortissement.

Pour les lampes fluorescentes, la chaleur dégagée est de :

$$Q_{ec} = P_u \times S_{pl} \times C_a \times 0,86 \times 1,25 \text{ (Kcal/h)}$$

Avec :

$P_u$  = puissance utile de l'éclairage par  $m^2$  de plancher

$S_{pl}$  = surface du plancher

$C_a$  = coefficient d'amortissement

Coefficient 0,86 = Il tient compte de la conversion des Watts en Kcal/h

Coefficient 1,25 : Il tient compte d'une majoration de 25% sur l'énergie absorbée par la lampe et dissipée par le ballast.

1°.c./Chaleur dégagée par les appareils :  $Q_{ap}$ .

La plupart des appareils constituent à la fois une source de chaleur sensible et latente.

Les appareils utilisés dans l'atelier sont :

- 10 filières dont la puissance unitaire  $P=10KW$
- 10 Machines à bobiner dont la puissance unitaire  $P = 5KW$

La chaleur dégagée par les appareils est donnée par :

$$Q_{ap} = 860 \times \frac{P}{\eta} \times n \quad (\text{Kcal/h})$$

$P$  = puissance unitaire (KW)

$\eta$  = rendement

$n$  = nombre de machines

Donc : la charge frigorifique intérieure est donnée par :

$$Q_{int.} = (Q_{oc} + Q_{ap} + Q_{ec}) \times C_s$$

$Q_{oc}$  = chaleur dégagée par les occupants

$Q_{ap}$  = chaleur dégagée par les appareils

$Q_{ec}$  = chaleur dégagée par l'éclairage

$C_s$  = coefficient de simultanéité ( $C_a = 0,9$ )

2°/ Gains externes  $Q_{ext}$ .

La charge frigorifique extérieure est le gain de chaleur pénétrant dans le local par les murs, fenêtres, plafond et plancher. Ces gains sont de deux sortes :

- Gains à travers les surfaces vitrées
- Gains à travers les surfaces non vitrées.

## 2°.a./ Gains à travers les surfaces vitrées :

Nous distinguons entre chaleur par transmission ( $Q_t$ )  
et chaleur par rayonnement ( $Q_R$ )

\* \* Chaleur par transmission ( $Q_t$ ) :

$Q_t$  s'obtient à l'aide du calcul habituel de transmission de chaleur :

$$Q_t = K.S (t_e - t_i) \text{ Kcal/h}$$

K = coefficient de transmission

S = surface d'échange

\* \* Gains par rayonnement  $Q_R$  :

Les gains par rayonnement dépendent de la situation géographique, du moment considéré et de son orientation. Cette orientation détermine l'intensité des gains par ensoleillement direct, alors que le rayonnement diffus constitue une source de gains quelle que soit la position de la fenêtre par rapport au soleil.

Le gain par rayonnement est donné par :

$$Q_R = I_{\max} . C_a . C_c \quad (\text{Kcal/h})$$

$I_{\max}$  = valeur maximale du rayonnement total pour le mois et l'heure considérée, pour l'orientation et la latitude donnée.

$C_a$  = Coefficient d'amortissement des gains à travers une surface vitrée ensoleillée.

Cc = coefficient de correction sur les gains par ensoleillement car les valeurs de la table des rayonnements max ont été déterminées en se basant sur certains hypothèses (Atmosphère limpide, Altitude 0, Point de rosée de 19,5°C au niveau de la mer).

2°.b/-Gains à travers les parois non vitrées :

Les gains de chaleur à travers les parois extérieures (murs et toiture) sont calculés à l'heure où ils atteignent leur maximum. Ils sont dus non seulement à la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur, mais également au fait que leurs faces extérieures sont soumises au rayonnement solaire.

Ensoleillement et température extérieure sont essentiellement variables dans le temps, si bien qu'on obtient jamais le régime permanent et qu'il est donc difficile de déterminer de façon précise l'intensité du flux à un instant donné. On a alors recours à la notion empirique de "différence équivalente de température" définie comme la différence de température entre l'extérieure et l'intérieur qui donnerait lieu au même flux de chaleur compte tenu de la différence de température réelle et de l'effet de l'ensoleillement sur la face extérieure.

.../...

Cette différence de température est appliquée à la relation relative du régime permanent :

$$Q_R = K.S. \Delta t_{eq} \quad \text{Kcal/h}$$

Avec :

K = coefficient de transmission globale (Kcal/hm<sup>2</sup>°C)

S = surface d'échange (m<sup>2</sup>)

$\Delta t_{eq}$  = différence équivalente de température (°C)

elle dépend de :

- orientation de la façade
- l'heure considérée
- du poids par m<sup>2</sup> constituant la paroi.

Les tables qui donnent  $\Delta t_{eq}$  sont calculées pour des conditions déterminées. Si les conditions considérées sont différentes de celles qui ont servi à établir les tables, on utilise la nouvelle relation :

$$Q_R = K.S \Delta T_{eq} \text{ corrigée (Kcal/h)}$$

Avec :

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

et :

a = correction tenant compte d'un écart de température différent de 8°C entre la température intérieure et extérieure; d'une variation de température extérieure en 24 Heures différente de 11°C.

$\Delta t_{es}$  =diff équivalente de  $t^s$  à l'heure  
considérée pour la paroi à l'ombre.

$\Delta t_{em}$  =différence équivalente de température à l'heure  
considérée pour la paroi ensoleillée.

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

-couleur sombre  $b = 1$

-couleur moyenne  $b = 0,78$

-couleur claire  $b = 0,55$

$R_S$  =Ensoleillement max ( $Kcal/hm^2$ ) pour le mois  
et la latitude considérée à travers une surface  
vitrée.

$R_m$  =Ensoleillement max ( $Kcal/hm^2$ ) en juillet  
pour  $40^\circ$  de latitude Nord à travers une  
surface vitrée.

Remarque :

Pour les parois à l'ombre, quelle que soit  
l'orientation :  $\Delta t_{em} = \Delta t_{es}$

### II-2.3-Charge frigorifique

C'est la somme des différents gains du local cités dans les pages précédentes à savoir :

- Les gains par rayonnement à travers parois vitrées  $Q_R$
- Les gains par transmission à travers parois vitrées  $Q_T$
- Les gains par transmission à travers parois non vitrées  $\bar{Q}_T$
- Les gains par les occupants  $Q_{oc}$
- Les gains par les appareils  $Q_{ap}$
- Les gains par l'éclairage  $Q_{ec}$

La charge frigorifique est donc :

$$Q_p = (Q_R + Q_T + \bar{Q}_T) + (Q_{oc} + Q_{ap} + Q_{ec}) \times C_S$$

$C_S$  = coefficient de simultanéité ( $C_S = 0,9$ )

### II.2.3-Détermination de l'heure où $Q_p$ est max

Quand les gains par ensoleillement atteignent leur maximum pendant une heure déterminée, cela ne signifie pas que le bilan thermique sera maximum à ce moment, car il n'ya pas forcément coïncidence avec le maximum des gains par transmission, occupants, éclairage...

Il s'agit donc de trouver une heure de la journée où la charge frigorifique est max. Pour cela on calcule la valeur max de chaque gain séparément et enfin comparer ces valeurs entre elles.

### Charge frigorifique de l'atelier

Les poids par  $m^2$  de surface du plancher des matériaux constituant les différents locaux sont donnés par :

$$M = \frac{\sum M_{ek} + \frac{1}{2} \sum M_{ik}}{A}$$

$M$  = poids total par  $m^2$  de surface du plancher ( $Kg/m^2$ ).

$M_{ek}$  = masse du mur extérieur

$M_{ik}$  = masse du mur intérieur

$A$  = surface du plancher

Les calculs donnent les résultats suivants :

- Atelier :  $M = 850 \text{ Kg/m}^2$
- Pureaux :  $M = 909 \text{ "}$
- Douches :  $M = 1.243 \text{ "}$
- Vestibules :  $M = 746 \text{ "}$
- Vestiaires :  $M = 868 \text{ "}$

### CHARGE FRIGORIFIQUE INTERNE DE L'ATELIER :

1°/ - Chaleur dégagée par les occupants :

$$Q_{oc} = Q_p \times n \times Ca$$

Pour 32 personnes on a :

$$Q_{oc} = 189 \times 32 \times 1 = 6.050 \text{ Kcal/h}$$

La chaleur dégagée par personne est donnée par les tables de (2).

2°/- Chaleur dégagée par l'éclairage :

$$Q_{ec} = P_u \times S_{pl} \times C_a \times 0,86 \times 1,25 \quad (\text{Kcal/h})$$

Pour l'atelier on a :

$$P_u = 32 \text{ W/m}^2$$

$$S_{pl} = 480 \text{ m}^2$$

$$C_a = 1 \quad \text{travail continu.}$$

Donc :

$$Q_{ec} = 32 \times 480 \times 1 \times 0,86 \times 1,25 = 16.510 \text{ Kcal/h}$$

3°/- Chaleur dégagée par les appareils :

$$Q_{ap} = \frac{P_N \times 860}{\eta} \times n \quad (\text{Kcal/h})$$

Pour l'atelier on a :

$$10 \text{ filières} \quad : \quad P_N = 10\text{KW} \text{ et } \eta = 0,85$$

$$1\text{F} \text{ machines à bobiner} : P_N = 5\text{KW} \text{ et } \eta = 0,85$$

Donc :

$$Q_{ap} = \frac{860}{0,85} \cdot 10 (10 + 5) = 151.760 \text{ Kcal/h}$$

4°/- Charge frigorifique interne de l'atelier :

$$Q_{f.int} = (Q_{oc} \times Q_{ap} \times Q_{ec}) \times C_S$$

.../...

$$C_S = \text{coefficient de simultanéité } C_S = 0,9$$

$$Q_{f.int} = (6.050 + 151.760 + 16.510) \times 0,9$$

$$Q_{f.int} = 156.890 \quad \text{Kcal/h}$$

#### CHARGE FRIGORIFIQUE EXTERNE DE L'ATELIER

- Gains de chaleur à travers les vitres :
- Gains par transmission :

$$Q_T = K.S (t_e - t_i)$$

$$Q_T = 5 (12 \times 7,5) \cdot (35 - 27) = 3.600 \quad \text{Kcal/h}$$

- Gains par rayonnement :

$$Q_R = I_{max} \cdot Ca \cdot Ce \quad (\text{Kcal/h})$$

L'heure à laquelle les gains par ensoleillement seront max n'est pas toujours apparente, aussi est-on souvent obligé de faire des calculs pour des mois et heures différents.

L'atelier présente deux surfaces vitrées égales sur la façade Nord et sur la façade Sud.  
(latitude 40   Nord).

Les gains max sont résumés dans le tableau suivant :

		12H	13H	14H
23 Juillet	Nord	38	38	38
	Sud	187	119	170
24 Août	Nord	38	38	38
	Sud	276	241	263

$I_{max}$  (Kcal/h)

\* Les gains par ensoleillement atteignent leur maximum le 24 Août à 12H, cela ne signifie pas que le bilan thermique sera max à ce moment, car il n'ya pas forcément coincidence avec le maximum des gains par transmission, occupants ...

☐ Gains par rayonnement pour la journée du 24 Août :

		12H	13H	14H
Gains max instantanés $I_{max}$ (Kcal/hm <sup>2</sup> )	: Nord	38	38	38
	: Sud	276	263	241
Surface vitrée S (m <sup>2</sup> )	: Nord	45	45	45
	: Sud	45	45	45
Coefficient d'amortissement. Ca	: Nord	0,57	0,61	0,66
	: Sud	0,42	0,48	0,51
Coefficient de correction Cc	: Nord	1	1	1
	: Sud	1	1	1
Gains réels instantanés $Q_R = I_{max} \times S \times C_a \times C_c$ (Kcal/h)	: Nord	974	1.043	1.128
	: Sud	5.216	5.680	5.530
	: $\Sigma =$	6190	6.720	6.660

Gains à travers parois non vitrées :

Ces gains sont donnés par :

$$Q = K \times S \times \Delta t_{\text{eqc}} \quad (\text{Kcal/h})$$

Avec :

$$\Delta t_{\text{eqc}} = a + \Delta t_{\text{es}} + b = \frac{R_s}{R_m} (\Delta t_{\text{em}} - \Delta t_{\text{es}}) \quad (^\circ\text{C})$$

Pour la détermination des différents coefficients on utilise les tables de carrier.

Pour l'atelier on a :

	Mur Nord	Mur Est	Mur Sud	Toit
$\Delta t_{es}$ 12 <sup>h</sup>	0	0	0	8,3
13 <sup>h</sup>	0	0	0	13,3
14 <sup>h</sup>	0	0	0	17,8
a :	- 1,1	- 1,1	- 1,1	-1,1
$\Delta t_{es}$ 12 <sup>h</sup>	0	5,5	2,2	3,3
13 <sup>h</sup>	0	8,3	2,2	5
14 <sup>h</sup>	0	10	2,2	6,7
b :	0,78	0,78	0,78	1
$R_s$ : (Kcal/hm <sup>2</sup> )	-	439	276	580
$R_m$ : (Kcal/hm <sup>2</sup> )	-	444	187	61
$\Delta t_{eqc}$ (°c) 12 <sup>h</sup>	- 1,1	3	1,4	6,8
13 <sup>h</sup>		5,3		11,5
14 <sup>h</sup>		6,6		15,8

Gains Externes													Gains internes.				
Abreviation	Orientation	épaisseurs (m)	Long ou Larg	Hauteur (m)	Surface (m <sup>2</sup> )	Deduction (m <sup>2</sup> )	Nombre	Surf. réelle (m <sup>2</sup> )	Coeff. K (kcal/h) m <sup>2</sup> °C	diff de t <sub>i</sub> Δt (°C)	diff de t <sub>e</sub> -t <sub>e</sub> Δt <sub>eq</sub> (°C)	Gains par Trans Q <sub>p</sub> (kcal/h)	Gains par rayon Q <sub>r</sub> (kcal/h)	Nbre d'occupants	Gains par occupants Q <sub>oc</sub> (kcal/h)	Gains par éclairage Q <sub>el</sub> (kcal/h)	Gains dus aux appareils Q <sub>ap</sub> (kcal/h)
1 <sup>er</sup> . Atelier      t <sub>i</sub> = 27°C      le 24. Août à 12H.																	
ME	N	30	40	5	200	45	1	155	1,43	-	-1,1	-240					
ME	S	30	40	5	200	60	1	140	1,43	-	1,4	280					
ME	E	30	12	5	60	-	1	60	1,43	-	3	260					
PE	S	-	5	3	15	-	1	15	5	8	-	600					
F	-	-	3	2,5	7,5	-	12	7,5	5	8	-	3600					
T	-	-	-	-	480	-	1	480	0,68	-	6,8	2220					
												6720	6190	32	6050	16.510	156.890
Charge frigorifique totale: Q <sub>F</sub> = 169.800 kcal/h																	

Gains Externes													Gains Internes				
Abreviation	orientation	épaisseur (cm)	long ou larg (m)	Hauteur (m)	Surface (m <sup>2</sup> )	Reduction (m <sup>2</sup> )	Nombre	Surf. réelle (m <sup>2</sup> )	Coef. K (Kcal/m <sup>2</sup> h°C)	diff. de t. = Δt (°C)	diff. de t. équiv. valente (°C)	Gains par transmission Q <sub>0</sub> (Kcal/h)	Gains par rayons Q <sub>R</sub>	Nbre d'occupants	Gains des aux occupants Q <sub>05</sub>	Gains par éclairage Q <sub>06</sub> (Kcal/h)	gains des aux appareils Q <sub>07</sub> (Kcal/h)
1° Atelier $t_i = 27^\circ\text{C}$ le 24 Août à 13 <sup>H</sup> .																	
ME	N	30	40	5	200	45	1	155	1,43	-	-1,1	-240					
ME	S	30	40	5	200	60	1	140	1,43	-	1,4	280					
ME	E	30	12	5	60	-	1	60	1,43	-	5,3	450					
PE	S	-	5	3	15	-	1	15	5	8	-	600					
F	-	-	3	2,5	7,5	-	12	7,5	5	8	-	3600					
T	-	-	-	-	480	-	1	480	0,68	-	11,5	3750					
												8.440	6.720	32	6.050	16.510	154.760
Charge frigorifique totale : Q <sub>F</sub> = 172.050 Kcal/h																	

Gains Externes										Gains Internes							
Abreviation	orientation	epaisseur(cm)	Long ou Larg(m)	Hauteur (m)	surface (m <sup>2</sup> )	Deduction (m <sup>2</sup> )	Nombre	Surface recte	Coef. K (Kcal/hm <sup>2</sup> )	diff de t° dt (°C)	diff. de t° equiv. et eq (°C)	Gains par Trans Q <sub>o</sub> (Kcal/h)	gains par rayon. Q <sub>re</sub> (Kcal/h)	Nbre d'occupants	gains dus aux occupants Q <sub>oc</sub>	gains par eclairage Q <sub>ec</sub> (Kcal/h)	gains dus aux appareils Q <sub>ap</sub> (Kcal/h)
Atelier										De 24 Août à 14H.							
t <sub>i</sub> = 27°C																	
ME	N	30	40	5	200	45	1	455	4,43	-	-4,1	-240					
ME	S	30	40	5	200	60	1	440	4,43	-	4,4	280					
ME	E	30	42	5	60	-	1	60	4,43	-	6,6	570					
PE	S	-	5	3	15	-	1	15	5	8	-	600					
F	-	-	3	2,5	7,5	-	42	7,5	5	8	-	3600					
T	-	-	-	-	480	-	1	480	9,68	-	15,8	5.160					
														9.970			
														666			
														32			
														6.050			
														14.540			
														154.760			
														9.970			
														666			
														32			
														6.050			
														14.540			
														154.760			

Charge frigorifique totale Q<sub>f</sub> = 173.520 Kcal/h

										Gains Externes					Gains Internes				
										2° - BUREAUX					3° - VESTIAIRES				
Abreviation	Orientation	épaisseur (cm)	Long ou Long (m)	Hauteur (m)	Surface (m²)	Deduction (m²)	Nombre	Surface réelle	Coef. K (kcal/m²h)	diff. de t° at (°C)	diff. de t° equiv. at eq	Gains par transmission Q <sub>p</sub> (kcal/h)	Gains par rayonnement Q <sub>r</sub> (kcal/h)	Nbre d'occupants	Gains dus aux occup. Q <sub>oc</sub>	Gains par ventilages Q <sub>ec</sub>	Gains dus aux appareils Q <sub>op</sub> (kcal/h)		
ME	N	30	4	3,5	44	5	1	9	4,13	-	6,6	80							
F	N	-	2,5	2	5	-	1	5	3	8	-	420							
T	-	-	-	-	20	-	1	20	0,68	-	45,8	210							
MI	O	48	5	3,5	67	-	1	67	4,56	5	-	520							
										t <sub>i</sub> = 27°C					le 24 Août à 14h				
										Charge frigorifique totale : Q <sub>p</sub> = 2080 kcal/h.									
										ME					F				
ME	S	30	5	3,5	47,5	4	1	43,5	4,13	-	6,6	430							
F	S	-	1	2	2	-	2	2	5	8	-	460							
T	-	-	-	-	25	-	1	25	0,68	-	45,8	270							
										560					490				
										0					0				
										0					0				
										0					0				
										Charge frigorifique totale : Q <sub>p</sub> = 1050 kcal/h.									

Gains Externes

Gains Internes

Abreviation	Orientation	épaisseur (cm)	Long ou Larg (m)	Hauteur (m)	Surface (m <sup>2</sup> )	Deduction (m <sup>2</sup> )	Nombre	Surface réelle	Coef. K (Kcal/m <sup>2</sup> h)	diff. de t <sub>e</sub> st. (°C)	diff. de t <sub>e</sub> equiv. stag	gains par trans. Q <sub>g</sub> (Kcal/h)	gains par rayonn. Q <sub>r</sub> (Kcal/h)	Nbre d'occupants	gains dus aux occup. Q <sub>oc</sub>	gains par éclairage. Q <sub>ec</sub>	gains dus aux appareils Q <sub>ap</sub> (Kcal/h)
-------------	-------------	----------------	------------------	-------------	---------------------------	-----------------------------	--------	----------------	---------------------------------	----------------------------------	-------------------------------------	--	---	------------------	--------------------------------------	--------------------------------------	--

4° Douches.

t<sub>i</sub> = 27°C

le 24 Août à 14h

ME Sud	30	6	3,5	21	-	1	21	4,43	-	6,6	200						
ME Ouest	30	5	3,5	17,5	-	1	17,5	4,43	-	6,6	160						
T	-	-	-	30	-	1	30	0,68	-	15,8	350						
												680	0	0	390	0	0

Charge frigorifique totale : Q<sub>P1</sub> = 1070 Kcal/h.

5° Vestibules

t<sub>i</sub> = 27°C

le 24 Août à 14h.

MI Nord	18	7	3,5	14,5	-	1	14,5	1,56	5	-	190						
T	-	-	-	22	-	1	22	0,68	-	15,8	240						
PE	-	2	2,5	5	-	1	5	5	8	-	200						
												630	0	0	0	180	0

Charge frigorifique totale : Q<sub>P2</sub> = 810 Kcal/h.

CHAPITRE III  
DEBIT ET ETAT DE L'AIR

III. 1 - Généralités

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

Les installations de ventilation fonctionnent correctement si elles satisfont à certaines conditions fondamentales.

Ce sont notamment :

- La garantie d'obtenir le renouvellement d'air nécessaire.
- L'absence de courants d'air gênants.
- Un balayage aussi uniforme que possible du local.
- Et pour les installations équipées de ventilateurs un fonctionnement silencieux.

Ce n'est qu'avec la ventilation forcée qu'il est possible d'obtenir un renouvellement d'air prédéterminé et sa bonne répartition dans toutes les parties de l'enceinte.

### III.2-Calcul du débit d'air :

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

Les charges frigorifiques et calorifiques étant déterminées, nous pouvons déterminer les débits d'air soufflés qui permettront d'obtenir dans les locaux les conditions climatiques requises.

Le débit d'air total sera calculée pour l'exploitation estivale car le risque de vents coulis dans un local étant maximum pour la charge frigorifique max.

L'installation étant centralisée, on soufflera en hiver le même débit mais à une température différente.

### III.3-Exploitation en été :

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

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

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

$L_s$  = débit d'air soufflé (K $\alpha$ /h)

$h_i, h_s$  = enthalpie de l'air intérieur et soufflé (Kcal/Kg)

$x_i, x_s$  = teneur en eau de l'air intérieur et soufflé (Kg/K $\alpha$ . air).

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

$$\frac{Q_f}{M} = \frac{h_i - h_s}{x_i - x_s} = \frac{\Delta h}{\Delta x}$$

Sur le diagramme (H,x) ce changement d'état correspondant à une droite de pente  $\frac{Q_f}{M}$  formé avec la droite  $x = \text{constante}$  et donné par la formule :

$$t_{g.i} = \frac{\sin. \beta}{\cos \beta \frac{Eh}{Ex} \frac{Qf}{M}}$$

où

$\beta$  = angle formé entre les droites  $h = \text{Cste}$  et  $x = \text{Cste}$

$Eh$  = échelle relative aux enthalpies

$Ex$  = échelle relative à la teneur en eau.

Le diagramme (H,x) utilisé a un angle  $\beta = 30^\circ$

et une échelle  $Eh \approx 1,1 \text{ cm pour } 1 \text{ Kcal/Kg}$

$Ex = 0,8 \cdot 10^3 \text{ cm pour } 1 \text{ Kg/Kg d'air}$

Donc :

$$i = \arctg \frac{1}{\sqrt{3} - 2,75 \cdot 10^3 \frac{Qf}{M}}$$

Si I' représente l'état imposé à l'air du local, l'état de l'air soufflé est représenté par l'intersection de la droite de changement d'état (d'angle.1.) passant par I, avec la droite de température constante  $t_g$ .

En période d'été ( $t_1 - t_g$ ) ne doit pas dépasser 6 à 3°C. ( $t_g$  = température de soufflage).

Dans notre cas la température intérieure en été est de 27°C, on choisit une température de soufflage  $t_g = 20^\circ\text{C}$ .

On va détailler le calcul du point de soufflage de l'atelier, pour les autres locaux les résultats vont figurer dans le tableau récapitulatif.

\* Point de soufflage et débit d'air pour l'atelier :

Atelier :

Conditions intérieures:  $t_1 = 27^\circ\text{C}$  HR=55%  $h_1 = 13,9$  Kcal/Kg

Température de soufflage :  $t_g = 20^\circ\text{C}$

Charge frigorifique totale :  $Q_f = 173.520$  Fg/h

Quantité dégagée par les occupants

$$N = n \cdot \frac{Q_v}{L_v}$$

n = nombre d'occupants

$Q_v$  = gain latent par occupant Kcal/h.p

$L_v$  = chaleur de vaporisation Kcal/Kg

.../...

D'où :

$$M = 32 \times \frac{134}{597} = 7,18 \text{ Kg/h.}$$

angle de changement d'état:

$$i = \frac{1}{\sqrt{3-2,75 \cdot 10^{-3}} \times \frac{173.520}{7,18}} = -0,9^\circ$$

Du point I (HR=55%,  $t_i = 27^\circ\text{C}$ ) on trace la droite d'angle  $(-0,9^\circ)$ , et son intersection avec la droite  $t_s = \text{Cste} = 20^\circ\text{C}$

donne le point de soufflage dont l'enthalpie :

$$h_s = 12,1 \text{ Kcal/Kg}$$

le débit d'air soufflé sera :

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

Les débits à souffler dans chaque local s'obtiennent à partir de leur charge frigorifique.

Si  $(L_{si})$  représente le débit à souffler dans le local (i), et  $(Q_{fi})$  sa charge frigorifique, alors le débit  $(L_{si})$  soufflé dans ce local est :

$$L_{si} = \frac{Q_{fi}}{(h_i - h_s)} = \frac{Q_{fi}}{Q_f} L_s \text{ Kg/h}$$

.../...

Application :

Le débit d'air total soufflé dans tous les locaux est:

$$L_s = \frac{178.470}{(13,9 - 12,1)} = 99.150 \text{ Kg/h}$$

La masse volumique de l'air à 20°C est :  $\rho = 1,2 \text{ Kg/m}^3$

Donc :

$$L_s = \frac{99.150}{1,2} = 82.620 \text{ m}^3/\text{h}$$

Les débits soufflés dans chaque local sont résumés dans le tableau suivant.

Débits :

Locaux	$t_1$ (°C)	HR %	$h_1$ (Kcal/ Kg)	$Q_f$ (Kcal/h)	$L_{si}$ (Kg/h)	$L_{si}$ (m <sup>3</sup> /h)
Atelier	27	55	13,9	173.520	99.150	80.330
Pureaux	27	55	13,9	2.020	1.120	930
Vestiaires	27	55	13,9	1.050	580	480
Douches	27	55	13,9	1.070	600	500
Vestibules	27	55	13,9	450	450	380
$\Sigma$				=178.470	=99.150	=82.620

### III.4 - Exploitation en hiver

#### III.4.1-Détermination du point de soufflage :

L'installation étant centrale, le débit soufflé en hiver sera le même que celui soufflé en été. La relation donnant le débit d'air soufflé en fonction de la charge calorifique "Q<sub>k</sub>" et la différence d'enthalpie de l'air intérieur et l'air soufflé permet de déterminer l'enthalpie du point de soufflage "h<sub>s</sub>".

$$h_s = h_i + \frac{Q_k}{L_s} \quad (\text{Kcal/kg}).$$

Pour la détermination du point de soufflage on peut considérer que l'évolution de l'air entre les états soufflés et intérieur s'effectue à teneur en eau constante car les dégagements d'eau dus aux occupants peuvent être facilement négligés. Par conséquent le point de soufflage "S" est déterminé par l'intersection de la droite verticale (à teneur en eau Cste) passant par le point "I" et la droite d'enthalpie constante "h<sub>s</sub>" qu'on va déterminer.

\* Détermination de "h<sub>s</sub>" :

Les différents résultats sont résumés dans le tableau suivant :

Local	$t_i$ (°C)	$H_i$ (Kcal/Kg)	$Q_k$ (Kcal/h)	$L_s$ (Kg/h)	$h_s$ (Kcal/Kg)	$t_s$ (°C)
Atelier	21	8,8	27.130	96.400	9	22
Bureaux	21	8,8	2.850	1.120	11,3	31
Vestiaires	21	8,8	1.480	580	11,3	31
Douches	21	8,8	1.480	600	11,3	31
Vestibules	21	6,1	1.780	450	10	30,5

#### III.4 -2-Taux de ventilation recommandé :

Il est nécessaire de prévoir un certain débit d'air extérieur dans les locaux conditionnés de façon à permettre la dilution des odeurs dues aux occupants ou à d'autres sources.

Une base d'estimation du taux de renouvellement d'air est le nombre de fois dans l'heure où l'air contenu dans le local est remplacé par l'air frais. Le volume mini nécessaire est donné par la relation suivante :

$$V_{\text{mini}} \text{ (m}^3\text{/h)} = \text{Volume du local} \times \text{Taux de renouvellement/h.}$$

$V_{\text{mini}}$  = volume d'air frais qui satisfait aux conditions d'hygiène.

\* Les résultats sont rassemblés dans le tableau suivant:

.../...

Local:	Volume (m <sup>3</sup> )	Renouvel h	Vmin (m <sup>3</sup> /h)	L <sub>s</sub> (m <sup>3</sup> /h)	Vmin/L <sub>s</sub>
Atelier	2.400	10	24.000	80.330	0,3
Bureaux	70	5	350	930	0,37
Vestiaires	87	2,5	220	480	0,45
Douches	105	2,5	260	500	0,52
Vestibules	77	2	160	380	0,42
$\Sigma$			=25.930	=82.620	

\* Lmin/L<sub>s</sub> représente la quantité d'air frais contenue dans un (m<sup>3</sup>) d'air soufflé. Donc on doit prendre la plus grande valeur du tableau pour assurer les conditions d'hygiène dans tous les locaux, et à partir de cette valeur on détermine la quantité d'air recyclé.

\* r = Lmin/L<sub>s</sub> = 0,52 c'est la valeur qui donne les conditions d'hygiène dans tous les locaux.

Le débit total d'air soufflé L<sub>s</sub> = 99.150 Kg/h.

Le débit d'air frais L<sub>s</sub> = L<sub>s</sub> \* r = 51.560 Kg/h

Le débit d'air recyclé L<sub>r</sub> = L<sub>s</sub> - L<sub>e</sub> = 47.590 Kg/h.

## CHAPITRE IV INSTALLATION DE CLIMATISATION

### IV.1-Généralités

Le maximum de confort sera obtenu en associant :

- Le chauffage en hiver.
- Le rafraîchissement en été.
- En toute saison un état hygrométrique convenable.
- La purification de l'air.

Le groupe d'appareils assumant ces divers fonctions porte le nom de "centrale de climatisation" ils se composent de :

- 1° - Deux entrées d'air, neuf et recyclé.
- 2° - Un filtre
- 3° - Deux échangeurs, où circulent respectivement un fluide chauffant et un fluide réfrigérant.
- 4° - Un laveur
- 5° - Un capteur de gouttelettes
- 6° - Un 3ème échangeur, où circule un fluide chaud.
- 7° - Un ventilateur.

On va donner dans les pages suivantes la fonction de chaque composant de la centrale de climatisation.

.../...

#### IV.2 - Filtration de l'air :

Quand une installation de conditionnement d'air a pour but de rendre le travail ou même simplement le séjour possible dans un site où l'atmosphère peut être chargée de poussières, il est évident que l'air doit être filtré.

Les différents types de filtres sont :

- Les filtres en tissus (laine, coton...)
- Les filtres en masse fibreuse (laine de verre, laine d'acier...)
- Les filtres à surface de choc huilée.
- Les filtres électrostatiques.

#### IV.3 - Chauffage de l'air :

Les qualités que l'on demande à un rechauffeur d'air sont :

- Faible perte de charge.
- Robustesse et résistance à la corrosion.
- Uniformité de température des filets d'air qui en sortent.
- Facilité d'entretien.

Suivant la disposition des surfaces d'échange on distingue :

- Rechauffeurs à tubes lisses.
- Rechauffeurs à ailettes.

.../...

#### IV .5 - Humidification de l'air :

On appelle humidification de l'air l'opération consistant à augmenter sa teneur en eau.

Les humidificateurs les plus utilisés sont :

##### 1°/-Humidificateurs à vapeur vive :

Ce sont des appareils simples : la vapeur d'eau est préposée dans une chaudière et injectée dans l'air par des ajustages disposés dans le courant d'air à humidifier.

##### 2°/-Humidificateurs à pulvérisation d'eau ou laveurs d'air :

Ces appareils utilisent, pour incorporer de la vapeur dans l'air en général préalablement réchauffé, l'évaporation d'eau finement pulvérisée.

#### IV .6 - Assèchement de l'air :

On appelle assèchement de l'air l'opération consistant à abaisser sa teneur en eau.

##### 1°/-Assèchement par réfrigération puis réchauffage:

Dans ce procédé on refroidit l'air jusqu'à saturation pour obtenir la condensation d'eau qui permet d'abaisser la teneur en eau, puis on réchauffe pour obtenir l'ambiance désirée.

##### 2°/-Assèchement par les procédés à adsorption:

Ces procédés consistent à faire passer l'air à assécher sur un produit possédant la propriété de fixer la vapeur d'eau.

CHAPITRE : V  
TRAITEMENT DE L'AIR

V.1 - Généralités

Pour le traitement de l'air on a choisi le système avec reprise et recyclage. Il consiste à faire circuler l'air en circuit fermé entre la centrale et le local à conditionner en envoyant dans ce local le débit minimum d'air frais.

V.2 - 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.

On va déterminer le point de mélange pour pouvoir tracer l'évolution de l'air :

Soit :

$L_r$  = débit d'air recyclé

$L_e$  = débit d'air extérieur

$h_r$  = enthalpie de l'air recyclé

$h_e$  = enthalpie de l'air extérieur

$L_{si}$  = débit soufflé dans le local (i)

$h_i$  = enthalpie de l'air inférieur du local (i)

- L'enthalpie de l'air recyclé est :

$$h_r = \frac{\sum L_{si} h_i}{L_{total}} \quad \text{Kcal/Kg}$$

or :  $\sum L_s h_i = h_i \sum L_s = h_i L_{total}$   $h_r = h_i = 13,9 \text{ Kcal/Kg}$

de même :  $x_r = x_i = 12,3 \text{ g/Kg}$

- l'enthalpie de l'air extérieur est :

$$t_e = 35^\circ\text{C} \quad h_e = 17,5 \text{ Kcal/Kg}$$

$$HR = 42^\circ\text{C} \quad x_e = 14,8 \text{ g/kg}$$

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

$$h_m = \frac{L_e h_e + L_r h_r}{L_t}$$

et :

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

Application :

$$h_m = \frac{51.560 (71,5) + 47.590 (13,9)}{99.150} = 15,8 \text{ Kcal/Kg}$$

$$x_m = \frac{51.560 (14,8) + 47.590 (12,3)}{99.150} = 13,6 \text{ g/Kg}$$

### V.3 - Traitement de l'air en été :

L'air extérieur représenté par le point "E" sur le diagramme (H,x), subit une série de transformation qui l'amènent du point de mélange "M" au point de soufflage "S". On doit à la fois refroidir l'air et diminuer sa teneur en eau.

L'air en traversant la surface réfrigérante se rafraichit et sa teneur en eau diminue du fait de la condensation qui se produit sur les surfaces froides du réfrigérant. Cette transformation s'effectue du point de mélange "M" jusqu'au point de saturation "Z" (HR = 95%) où la température de rosée est atteinte. L'air est ramené par rechauffage du point "Z" jusqu'au point de soufflage "S".

### V.4 - Dimensionnement de la batterie froide :

Cette batterie sera dimensionnée pour refroidir l'air depuis l'état extérieur "E". En effet, elle ne fonctionnera dans ces conditions que lors de la mise en régime. Cette surpuissance servira aussi à combattre les conditions extrêmes pendant l'été lors du régime permanent.

( $t_{ex} = 40^{\circ}\text{C}$  par ex).

-Puissance frigorifique :

$$P_f = L_s (h_E - h_Z)$$

$$P_f = 99.150 (17,5 - 11,8) = 565.155 \text{ fg/h}$$

$$P_f \approx 657 \text{ KW}$$

V.5 - Fonctionnement en hiver :

1°/ - Point de soufflage :

Les résultats du tableau page 41 signifient qu'il faut traiter l'air indépendamment pour chaque local si on veut avoir des conditions intérieures précises; Ceci est économiquement impossible.

On traitera l'air de l'état de mélange "M" jusqu'au point de soufflage de l'atelier "S".

En ce qui concerne les autres locaux une batterie de chauffe est nécessaire pour obtenir le point de soufflage (S') qui est à droite du point "S".

Dans la centrale on traitera l'air jusqu'à l'état "S" caractérisé par :

$$t_s = 22^\circ\text{C}$$

$$x_s = 6,2 \text{ g/Kg}$$

$$h_s = 9 \text{ Kcal/Kg}$$

Dans la batterie de chauffe on traitera l'air de "S" à "S'" :

$$t_{s'} = 31^\circ\text{C}$$

$$x_{s'} = 6,2 \text{ g/Kg}$$

$$h_{s'} = 11,3 \text{ Kcal/Kg}$$

Avec les nouvelles valeurs de l'état de l'air soufflé on détermine les nouvelles conditions intérieures par la relation suivante :

$$h_i = h_s - \frac{Q_{ki}}{L_{si}} \quad (\text{Kcal/Kg}).$$

Le tableau suivant donne les nouvelles conditions intérieures :

	Locaux	$L_{si}$ (Kg/h)	$Q_{ki}$ (Kcal/kg)	$h_{si}$ (Kcal/Kg)	$h_i$ (Kcal/Kg)	$t_i$ Nouvel le	$x_i$ (g/Kg)	HR %
1	Atelier	96.400	27.130	9	8,8	21°C	6,2	40%
2	Bureaux	1.120	2.850	11,3	8,8	21°C	6,2	40%
3	Vestiaires	580	1.480	11,3	8,8	21°C	6,2	40%
4	Douches	600	1.480	11,3	8,8	21°C	6,2	40%
5	Vestibules	450	1.780	11,3	7,3	15°C	6,2	58%

2°/- Puissance calorifique :

Pour le régime établi l'évolution de l'air commence à partir du point de mélange "M" pour aboutir au point de soufflage "S".

-Enthalpie du point de mélange :

$$h_m = \frac{h_e L_s + h_r L_r}{L_t} \quad \text{et} \quad x_m = \frac{x_e L_e + x_r L_r}{L_t}$$

Avec :

$$h_r = \frac{\sum L_{si} \cdot h_i}{L_t} \quad \text{et} \quad x_r = \frac{\sum L_{si} \cdot x_i}{L_t}$$

$L_e, h_e$  = 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

$L_{si}, h_i$  = débit soufflé et enthalpie intérieure du local (1).

- Application :

$$h_T = \frac{8,8 (98.700) + 7,3 (450)}{99.150} = 8 \quad \text{Kcal/Kg}$$

$$x_T = \frac{\sum L_{si} x_i}{L_t} = \frac{x_i \sum L_{si}}{L_t} = x_i = 6,2 \quad \text{g/Kg}$$

$$h_M = \frac{3(51.560) + 8(47.590)}{99.150} = 5,4 \quad \text{Kcal/Kg}$$

$$x_M = \frac{4(51.560) + 6,2(47.590)}{99.150} = 5 \quad \text{g/Kg}$$

Donc le point de mélange "M" a pour caractéristiques :

$$h_M = 5,4 \quad \text{Kcal/Kh}$$

$$x_M = 5 \quad \text{g/Kg}$$

#### V. 6 - Traitement de l'air en hiver :

- Pour la mise en régime, on part du point extérieur "E", on chauffe à teneur en eau constante jusqu'au point "F" et on humidifié à enthalpie constante jusqu'au point "S<sub>1</sub>" la puissance de mise en régime sera :

$$P_k = L_t (h_{s1} - h_e)$$

$$P_k = 99.150 (9 - 3) = 594.900 \quad \text{Kcal/h.}$$

$$P_k = 691 \quad \text{KW}$$

- En régime permanent, on part du point de mélange "M", on chauffe à teneur en eau constante jusqu'au point "N", et on humidifié à enthalpie constante jusqu'au point "S<sub>1</sub>".

La puissance en régime permanent sera :

$$P_p = L_t (h_{S1} - h_m)$$

$$P_p = 99.150 (9 - 5,4) = 356.940 \text{ Kcal/h.}$$

$$P_p \approx 415 \text{ KW}$$

On dimensionnera notre batterie chaude à partir de la puissance de mise en régime; Et la surpuissance nous servira à combattre les conditions extrêmes pendant l'hiver ( $t_{\text{ext}} = -2^\circ\text{C}$  par exemple).

\* Pour obtenir les conditions désirées dans les locaux 2,3,4,5, on doit encore rechauffer de "S<sub>1</sub>" à "S<sub>2</sub>" dans des rechauffeurs individuels. La puissance de ces rechauffeurs sera :

$$P_r = L_1 (h_{S2} - h_{S1})$$

$$P_r = 2.750 (11,3 - 9) = 6.325 \text{ Kcal/h}$$

$$P_r = 7,4 \text{ KW}$$

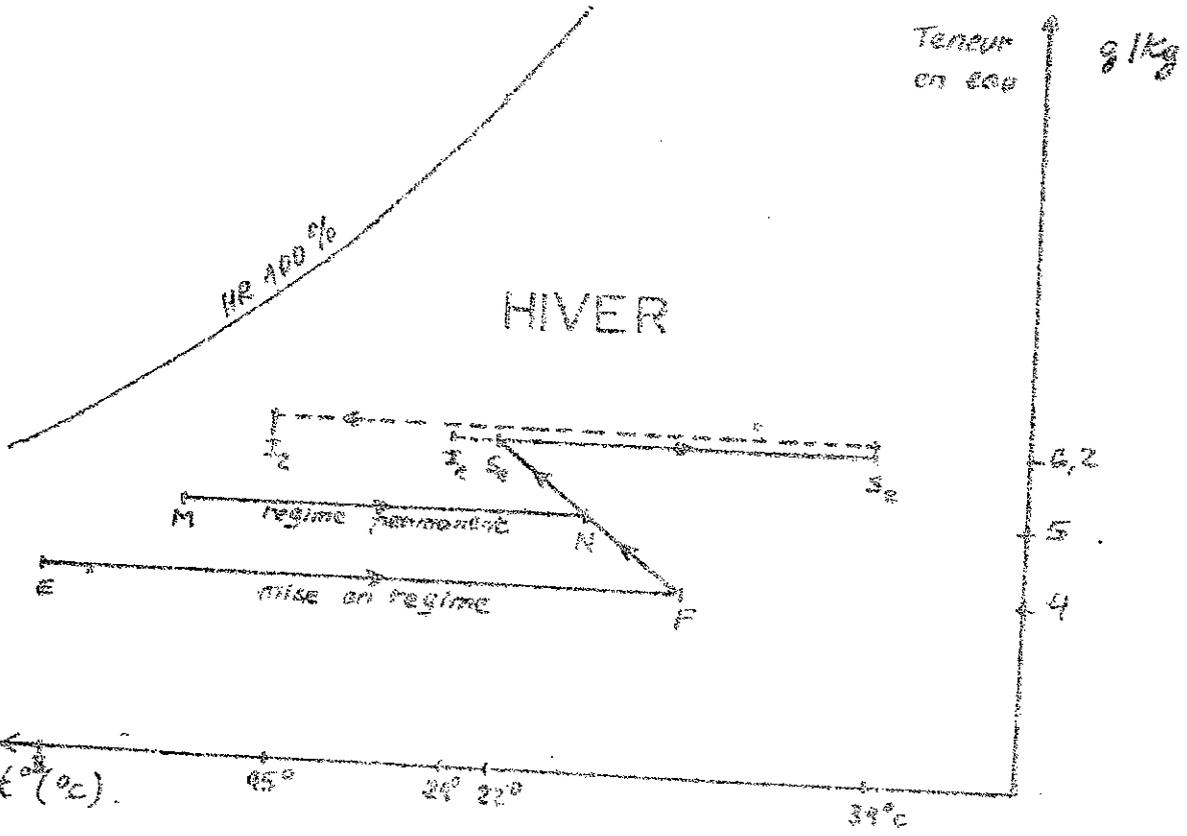
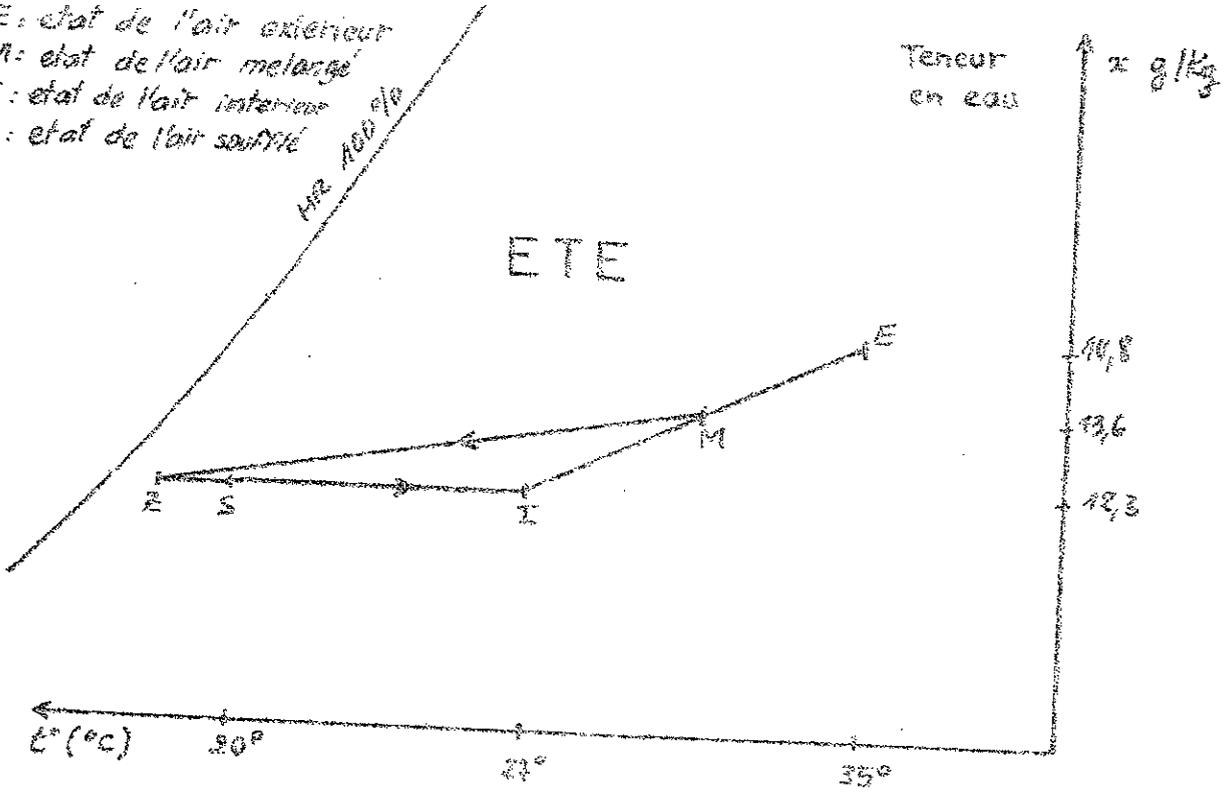
\* Quantité d'eau vaporisée par heure dans l'air :

$$M = L_t (x_s - x_m)$$

$$M = 99.150 (6,2 - 5)$$

$$M = 119 \text{ Kg/h}$$

E: état de l'air extérieur  
 M: état de l'air mélangé  
 I: état de l'air intérieure  
 S: état de l'air soufflé



## CHAPITRE VI

## CALCUL DU RESEAU DE GAINES

## VI. 1 - Introduction :

A l'aide du réseau de gaines on fait circuler à travers le bâtiment un débit d'air servant à la climatisation des différents locaux. Il faut surtout tenir compte de 3 exigences :

- Faible encombrement
- Faible frais d'exploitation
- Faible production de bruit.

Selon les vitesses adoptées dans la gaine principale on distingue :

- Installations à faible vitesse (6 à 8m/s)
- Installations à haute vitesse (25 m/s)

Dans le réseau lui-même les vitesses diminuent par paliers pour atteindre leur plus faible valeur (1,5 à 4m/s) aux bouches de diffusion.

## VI.2 - Calcul des dimensions :

Le calcul des dimensions des canalisations principales et dérivées s'effectue par la méthode dynamique, dont laquelle on choisit la vitesse dans différentes sections; Cette vitesse étant ramenée d'un maximum dans la canalisation principale à un minimum lors de l'entrée dans le local.

Pour dimensionner les gaines, on utilise la relation donnant la section en fonction du débit et de la vitesse :

$$S = \frac{L}{W} \quad (m^2)$$

S = section en  $(m^2)$

L = débit en  $(m^3/s)$

W = vitesse en  $(m/s)$

La section connue, on peut déterminer la largeur et la hauteur de la gaine en tenant compte des données architecturales.

Pour des conditions de fabrication, il est conseillé de maintenir constante une dimension (largeur ou hauteur) d'une gaine principale et de varier l'autre pour obtenir la section désirée.

### VI.3 - Calcul des pertes de charge :

Les pertes de charge dans un réseau se divisent en pertes de charge linéaires et en pertes de charge singulières.

#### VI.3.1 - Perte de charge linéaire :

Du fait du frottements sur les parois de la gaine, l'air en mouvement est soumis à une résistance qui se traduit par une perte de charge.

$$R.l = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{W^2}{2} \rho \quad (N/m^2)$$

$\lambda$  = coefficient de frottement de la conduite.

$l$  = longueur de la conduite

$d$  = diamètre de la conduite

$\rho$  = masse volumique de l'air ( $\rho = 1,2 \text{ Kg/m}^3$ )

$W$  = vitesse de l'air.

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

$$d_g = \frac{2h \cdot b}{h+b}$$

$h$  = hauteur de la gaine

$b$  = largeur de la gaine

Le diamètre équivalent est le diamètre d'un cercle qui pour la même vitesse donnerait la même perte de charge que la section rectangulaire ( $h \times b$ )

### VI.3.2 - Perte de charge singulière :

La perte de charge dans les résistances particulières est donnée par :

$$\begin{aligned} Z &= \sum f \frac{W^2}{2} \rho \quad (\text{N/m}^2) \\ \text{ou :} \quad Z &= 0,102 \cdot \sum f \frac{W^2}{2} \rho \quad (\text{mm. de. C.E}) \end{aligned}$$

$\sum f$  = somme des coefficients de résistance du tronçon considérée.

### II.3.3.- Perte de charge totale :

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

$$Z + R.l = 0.102 \frac{V^2}{2} \left( \frac{\lambda l}{d} + \sum \xi \right) \text{ mm de C.E}$$

Avec :

Z = perte de charge singulière

R.l = perte de charge linéaire.

# Gaine de soufflage

Trançon N°	Debit: $L$ $m^3/h$	Long de trançon $l$ (m)	vitesse estimée $W'$ (m/s)	hauteur gaine $h$ (mm)	Largeur gaine $b$ (mm)	$\Phi$ equivalent $d_g$ (mm)	Vitesse effective $W$ (m/s)	pertes par frottements $R$ mm.C.E./m	$\Sigma$ des coeff de résistance $\Sigma \xi$	pertes localisées $Z$ (mm.CE)	pertes par frottements totales. $R_L$ (mm.CE)	pertes de pression totales: $R_L + Z$ (mm.CE)
1	80.330	10,5	18	620	2800	950	17,9	0,29	0,35	6,9	3,04	9,94
2	40.160	7,5	18	620	1000	765	17,9	0,38	1,3	25	2,85	27,85
3	35.140	5	16	620	990	760	15,9	0,3	0,01	0,15	1,5	1,65
4	30.120	5	14	620	970	755	13,9	0,24	0,01	0,12	1,2	1,32
5	25.100	5	12	620	940	745	12	0,18	0,01	0,08	0,9	0,98
6	20.080	5	10	620	900	735	10	0,13	0,04	0,24	0,65	0,89
7	15.060	5	8	620	850	720	7,9	0,085	0,05	0,19	0,42	0,61
8	10.040	5	6	620	750	680	6	0,055	0,07	0,15	0,27	0,42
9	5.020	5	4	620	570	590	3,9	0,03	0,5	0,49	0,45	0,64

# Gaine de soufflage

suite

1'	2.320	2,5	8	250	300	230	8,6	0,4	0,35	4,37	1	2,37
2'	1.000	4	8	100	300	170	9,2	0,62	0,15	0,58	2,48	3,07
3'	750	3	6	100	300	170	6,9	0,4	0,75	1,65	1,2	2,85
4'	500	3	4	100	300	170	4,6	0,24	0,45	0,14	0,63	0,77
5'	250	3	2	100	300	170	2,3	0,045	0,5	0,12	0,13	0,25
6'	1.320	2	8	150	300	200	8,1	0,42	1	3,9	0,84	4,74
7'	1.196	3	7	150	300	200	7,4	0,35	0,02	0,06	1,05	1,11
8'	1.060	3	6	150	300	200	6,5	0,28	0,02	0,04	0,84	0,84
9'	930	2,5	5	150	300	200	5,7	0,22	0,29	0,44	0,55	0,99
10'	620	3	4	150	300	200	3,8	0,1	0,05	0,05	0,3	0,35
11'	340	3	2	150	300	200	1,9	0,03	0,5	0,12	0,09	0,21

coefficients de resistance (suite de l'ouvrage)

Tronçon N°	Résistances localisées	Données géométriques	$\Sigma \xi$
1	1 coude à 90°	avec aubes directrices	0,35
2	1 Té dérivation $\alpha = 90^\circ$	$S_a + S_d = S$ $\frac{W_a}{W} = 1$	1
	1 coude arrondi	$b/h = 1,6$ $2/h = 1$	0,3 <hr/> 1,3
3	1 té passage direct	$\frac{W_d}{W} = 0,88$ $\frac{S_d}{S} = 0,99$	0,01
4 et 5	1 té passage direct	$\frac{W_d}{W} = 0,8$ $\frac{S_d}{S} = 0,8$	0,01
6	1 té passage direct	$\frac{W_d}{W} = 0,83$ $\frac{S_d}{S} = 0,8$	0,04
7	1 té passage direct	$\frac{W_d}{W} = 0,8$ $\frac{S_d}{S} > 0,8$	0,05
8	1 té passage direct	$\frac{W_d}{W} = 0,75$ $\frac{S_d}{S} > 0,8$	0,07
9	1 té passage direct	$\frac{W_d}{W} = 0,66$ $\frac{S_d}{S} > 0,7$	0,2
	1 coude à 90°	$2/h = 6$ $b/h = 0,8$	0,3 <hr/> 0,5
2a	1 dérivation à angle arrondi	$\frac{W_a}{W} = 0,22$ $S_a + S_d > S$	3,5
3a	"	$\frac{W_a}{W} = 0,25$ "	3,8
4a	"	$\frac{W_a}{W} = 0,28$ "	3
5a	"	$\frac{W_a}{W} = 0,33$ "	2,8
6a	"	$\frac{W_a}{W} = 0,4$ "	2,5
7a	"	$\frac{W_a}{W} = 0,5$ "	2
8a	"	$\frac{W_a}{W} = 0,66$ "	1,2

Trançon N°	Résistances localisées	Données géométriques	$\Sigma \xi$
2'a	1 dérivation à angle arrondi	$\frac{W_a}{W} = 0,25$ $S_k + S_d \geq S$	3,2
3'a	"	" = 0,33 "	2,8
4'a	"	" = 0,5 "	2
5'a	1 té à contre-courant	" = 1	1,3
6'a	1 dérivation à angle arrondi	" = 0,25 "	3,2
7'a	"	" = 0,28 "	3
8'a	"	" = 0,33 "	2,8
9'a	"	" = 0,4 "	2,5
10'a	"	" = 0,5 "	2
11'a	1 té à contre-courant	" = 1	1,3
1'	1 coude à 90°	avec aubes directrices	0,35
2'	1 té passage direct	$\frac{W_d}{W} = 1$ $\frac{S_d}{S} = 0,4$	0,15
3'	"	" = 0,75 " = 1	0,75
4'	"	" = 0,66 " = 1	0,15
5'	"	" = 0,5 " = 1	0,5
6'	1 té dérivation	$\frac{W_a}{W} = 1$ $S_k + S_d = S$	1
7'	1 té passage direct	$\frac{W_d}{W} = 0,87$ $\frac{S_d}{S} = 1$	0,02
8'	"	" = 0,85 " = 1	0,02
9'	1 té passage direct	" = 0,83 " = 1	0,04
	1 coude	$r/h = 1$ $b/h = 2$	0,25
			<hr/> 0,29
10'	1 té passage direct	$\frac{W_d}{W} = 0,8$ $\frac{S_d}{S} = 1$	0,05
11'	"	" = 0,5 " = 1	0,5

\* Répartition de la pression :

On part pour la détermination des pressions 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 valeurs qui est prédominante pour la répartition de la pression dans le réseau. Cette méthode est utilisée à toutes les dérivations jusqu'au ventilateur.

Pour notre cas, le parcours de plus forte résistance est celui constitué par les tronçons : (1-2-3-4-5-6-7-8-9).

En considérant la perte de charge dans le filtre, rechauffeur, réfrigérant, chambre de pulvérisation, on obtient une pression totale dans le réseau de :

$$P_t = 48,14 + 30 = 78,14 \text{ mm C.E}$$

- En tenant compte de la pression dynamique à l'entrée du réseau, le ventilateur doit donc fournir pour satisfaire à la perte de charge une pression statique de :

$$P = P_t - P_d$$

$$P = 78,14 - \left( 0,102 \cdot 1,2 \times \frac{18^2}{2} \right)$$

$$P = 58,32 \text{ mm C.E}$$

### ⌘ Détermination des organes de réglage :

La répartition du débit dans les tolérances prévues n'est garantie que s'il existe des organes de réglage aux dérivation.

On peut à l'aide de la formule suivante, déterminer l'écart de pression admissible à une dérivation si on connaît la variation relative du débit  $\frac{\Delta L}{L}$

$$\frac{P_{adm}}{P_t} \leq 2 \frac{\Delta L}{L}$$

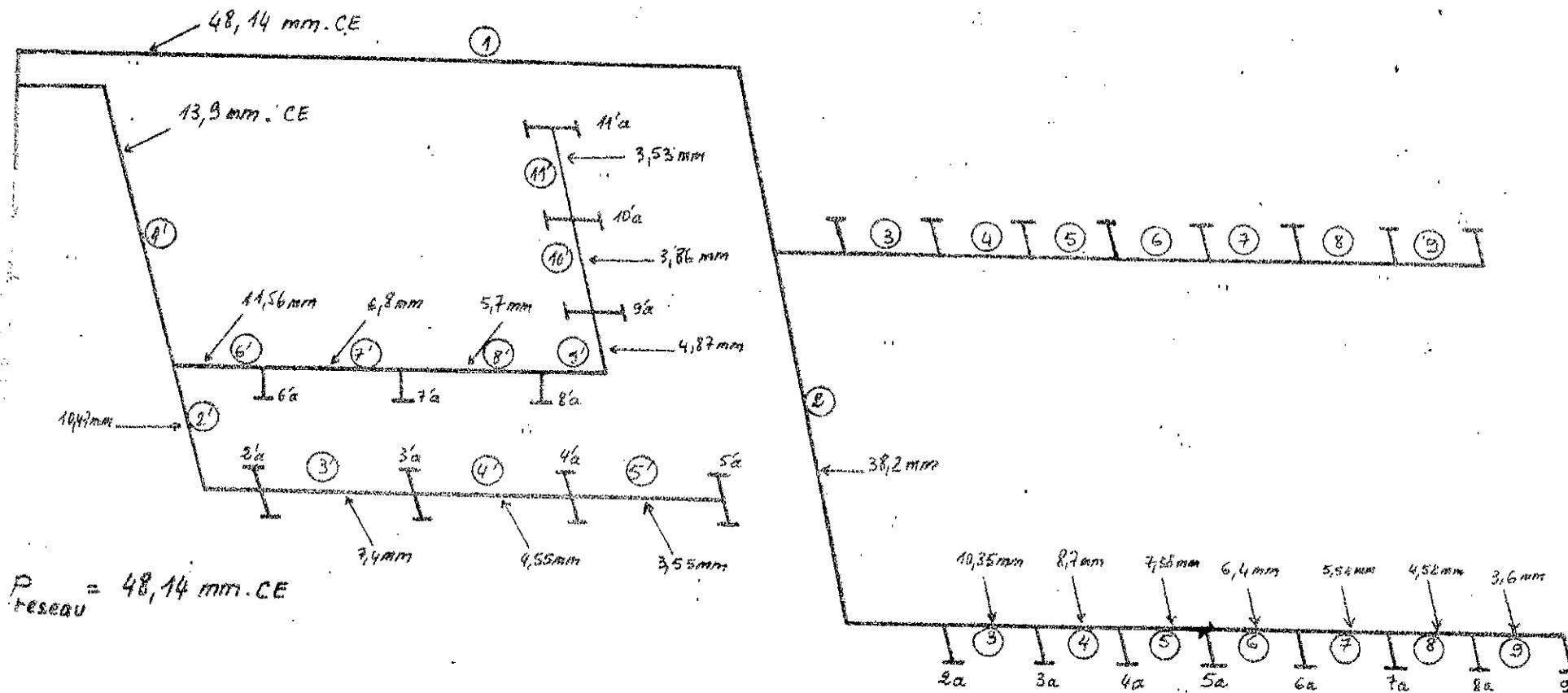
Le tableau suivant indique les organes de réglage nécessaires dans le réseau si on donne  $\frac{\Delta L}{L} = 10\%$

Trançon	$P_{adm}$	$F_t$	$P_{adm}/P_t$	2. $\frac{L}{L}$	Réglage
2a	3,95	10,35	0,38	0,2	x
3a	2,6	8,7	0,3	"	x
4a	1,5	7,4	0,2	"	.
5a	0,7	6,4	0,1	"	.
6a	0,11	5,5	0,02	"	.
8	0,4	4,9	0,08	"	.
9	0,46	4,1	0,11	"	.
1'	34,2	48	0,7	"	x
2'	1,06	11,56	0,09	"	.
2'a	3,6	3,6	0,48	"	x
3'a	0,7	4,5	0,15	"	.
5'a	0,23	3,8	0,06	"	.
6'a	3,04	6,8	0,44	"	x
7'a	1,98	5,7	0,34	"	x
8'a	1,2	4,87	0,24	"	x
9'a	0,25	3,86	0,06	"	.
10'a	0,04	3,53	0,01	"	.

Le signe (x) indique l'utilisation d'un organe de réglage dans le trançon considéré.

sig 99

# Gaine de soufflage



$P_{\text{reseau}} = 48,14 \text{ mm.CE}$

-pente dans le diffuseur : 3 mm CE

Gaine d'extraction

Trigon N°	Point L (m <sup>3</sup> /h)	Longueur (m)	vitesse estimée W' (m/s)	Largeur b (mm)	hauteur h (mm)	φ équivalent d <sub>g</sub> (m)	vitesse effective W (m/s)	Resistance R (mm CE/m)	perles per Frottements R.E (mm CE)	Σ des coeff de resistance Σ ξ	perles localisées Z (mm CE)	perte de pression total R+Z (mm CE)
4	78.300	4,5	18	2.000	600	420	18	0,3	0,95	-	-	0,45
2	46.300	46,5	18	1.560	600	420	18	0,3	4,95	1,5	28,24	34,69
3	56.000	5	16	1.620	600	375	16	0,26	1,3	0,2	3,13	4,43
4	48.000	5	14	1.590	600	370	14	0,2	1	0,2	2,39	3,39
5	40.000	5	12	1.540	600	260	12	0,15	0,75	0,3	2,64	3,39
6	32.000	5	10	1480	600	250	10	0,11	0,55	0,35	2,14	2,69
7	24.000	5	8	1.390	600	240	8	0,07	0,35	0,4	1,56	1,91
8	16.000	5	6	1.230	600	200	6	0,045	0,22	0,6	1,32	1,54
9	8.000	5	4	0.920	600	150	4	0,024	0,12	1,13	1,10	1,22
10	2.000	45	6,5	600	450	240	6,2	0,2	0,3	-9	-23,77	-23
11	1.400	3,5	6	340	450	240	6	0,22	0,77	1,1	2,14	3,14

## Gaine d' extraction (suite)

12	950	3	6	300	450	800	5,8	0,22	0,66	-	-	0,66
13	800	5	5	280	450	490	5,2	0,18	0,9	0,56	0,85	4,75
14	400	2	3	260	450	490	8,85	0,06	0,12	1,56	0,86	0,98
15	900	5,5	6	260	450	490	6,4	0,28	4,54	1,3	2,86	4,4
16	600	3	5	240	450	480	4,6	0,18	0,54	0,35	0,53	4,07
17	300	3	3	220	450	480	2,5	0,055	0,16	1,58	0,87	4,03

# Coefficient de résistance (extraction)

Tranchon N°	Résistances localisées	Données géométriques	Σ ξ
2	1 <sup>er</sup> passage direct 6 coudes	$\frac{W_d}{W} = 1$ $S_d = S$	0
		$\frac{a}{h} = 1$ $\frac{b}{h} = 3$	1,5 <hr/> 1,5
3	1 <sup>er</sup> passage direct	$\frac{W_d}{W} = 0,9$ $S_d = S$	0,2
4	"	" = 0,87      "	0,2
5	"	" = 0,86      "	0,3
6	"	" = 0,83      "	0,35
7	"	" = 0,8      "	0,4
8	"	" = 0,75      "	0,6
9	"      1 coude	" = 0,66      "	0,85
		$\frac{b}{h} = 1,53$ $\frac{a}{h} = 1$	0,28 <hr/> 1,13
10	1 <sup>er</sup> dérivation	$\frac{W_d}{W} = 0,36$ $S_d = S$  $\frac{S_d}{S} = 0,07$	0
11	1 <sup>er</sup> dérivation	$\frac{W_d}{W} = 0,36$ ; $\frac{S_d}{S} = 0,5$	1,1
12	1 <sup>er</sup> passage direct	$\frac{W_d}{W} = 1$ $S_d \approx S$	0
13	"      1 coude	" = 0,83      "	0,3
		$\frac{a}{h} = 1$ $\frac{b}{h} = 1,8$	0,26 <hr/> 0,56
14	"      1 coude "      1 <sup>er</sup> passage direct	$\frac{a}{h} = 1$ $\frac{b}{h} = 1,7$	0,26
		$\frac{W_d}{W} = 0,6$ $S_d = S$	1,3 <hr/> 1,56
15	"	" = 0,9      "	1,3
16	"	" = 0,8      "	0,35
17	"      1 coude	" = 0,6      "	1,3
		$\frac{b}{h} = 1,5$ $\frac{a}{h} = 1$	0,28 <hr/> 1,58

Trançon N°	Résistances localisées	Données géométriques		$\Sigma \xi$
2a	1 té dérivation	$\frac{W_A}{W} = 0,22$	$S_d = S$ $\frac{S_A}{S} = 0,5$	-4
3a	1 té dérivation	$\frac{W_A}{W} = 0,25$	$\frac{S_A}{S} = 0,57$ $S_d = S$	-4
4a	1 té dérivation	$\frac{W_A}{W} = 0,28$	$\frac{S_A}{S} = 0,58$ "	-4
5a	1 té dérivation	$\frac{W_A}{W} = 0,33$	$\frac{S_A}{S} = 0,6$ "	-3
6a	1 té dérivation	$\frac{W_A}{W} = 0,4$	$\frac{S_A}{S} = 0,62$ "	-2
7a	1 té dérivation	$\frac{W_A}{W} = 0,5$	$\frac{S_A}{S} = 0,6$ "	0,5
8a	1 té dérivation	$\frac{W_A}{W} = 0,66$	$\frac{S_A}{S} = 0,7$ "	1,3
11a	1 té dérivation	$\frac{W_A}{W} = 0,5$	$\frac{S_A}{S} = 0,7$ "	0,4
12a	"	$\frac{W_A}{W} = 0,5$	$\frac{S_A}{S} = 0,8$ "	0,2
13a	"	$\frac{W_A}{W} = 0,6$	$\frac{S_A}{S} = 0,9$ "	0,1
15a	"	$\frac{W_A}{W} = 0,5$	$\frac{S_A}{S} = 0,8$ "	0,2
16a	"	$\frac{W_A}{W} = 0,6$	$\frac{S_A}{S} = 0,9$ "	0,1

La perte de charge totale dans les conduites d'extraction est :

$$P_t = \sum (P_l + Z) = 52,56 \text{ mm.CE}$$

Ce qui correspond à une différence de pression statique au ventilateur de :

$$P_v = P_t - P_d$$
$$P_v = 52,56 - 0,102 \cdot 1,2 \cdot \frac{18^2}{2} = 32,7 \text{ mm.CE}$$

$$P_v = 32,7 \text{ mm.CE}$$

✕ Détermination des organes de réglage pour l'extraction:

Le même calcul que pour le soufflage donne les résultats suivants :

Les dérivations : (2a), (3a), (4a), (5a), (6a), (7a) (11a),

(12a), (13a), (15a), (16)

nécessitent des organes de réglage .

✕ Puissance des ventilateurs :

$$P = \frac{P_t \times L}{102 \times 3600 \times \eta} \quad (\text{KW})$$

$P_t$  = Perte de charge totale (mm.CE)

L = débit ( $\text{m}^3/\text{h}$ )

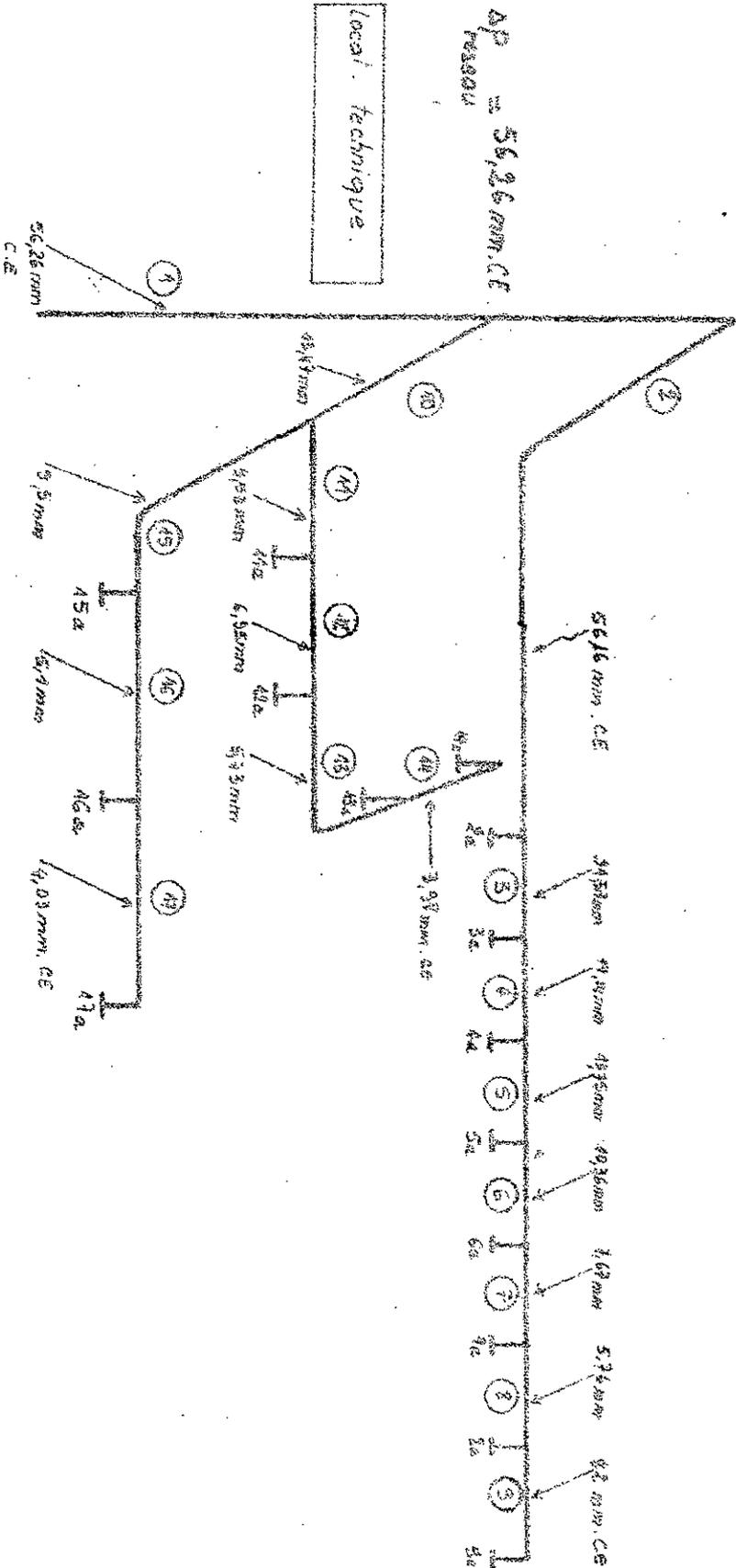
$\eta$  = rendement du ventilateur

Les calculs donnent :

- Extraction P = 16KW

- Soufflage P = 25KW

# Gaine d'extraction



CHAPITRE VII  
LA POMPE A CHALEUR

VII. 1 - Introduction :

L'opération qui consiste à prélever dans un corps plus froid une certaine quantité de chaleur pour la transférer dans un corps plus chaud coûte pratiquement moins cher que l'échauffement équivalent du corps le plus chaud avec un moyen de chauffage conventionnel. Les exemples de machines permettant d'augmenter la température d'un corps chaud en utilisant pour ce faire la chaleur obtenue dans un corps froid sont nombreux. Etant donné que les réalisations pratiques les plus courantes utilisent le principe de la compression, nous traiterons dans ce chapitre uniquement les pompes à chaleur à compression.

VII. 2 - Pompe à chaleur - P.A.C :

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

.../...

Le transfert de chaleur nécessaire, bien entendu, qu'une certaine quantité d'énergie soit dépensée.

La pompe à chaleur ne crée pas d'énergie mais transfère une certaine quantité d'énergie calorifique en élevant son niveau thermique, et permet ainsi de récupérer des énergies bas niveau, c'est à dire souvent inutilisables.

Une pompe à eau a pour but de relever le niveau hydraulique de l'eau pour augmenter son potentiel (ou élever sa hauteur) par analogie une pompe à chaleur relève le niveau thermique d'un fluide.

### VII.3 - Caractéristiques générales :

Le processus couramment utilisé pour réaliser une P.A.C consiste à faire circuler un fluide suivant un cycle thermodynamique entre un milieu chaud auquel on apporte des calories et un milieu froid d'où l'on extrait des calories.

Pour des raisons d'efficacité, on utilise pratiquement un cycle avec changement d'état : les calories sont prélevées au milieu froid par la vaporisation d'un fluide dans un évaporateur, puis après compression, transférées au milieu chaud grâce à un condenseur dans lequel le fluide est ramené à l'état liquide.

.../...

Mais l'intérêt des P.A.C est que, pour une fois dans une machine, l'énergie (chaleur) fournie au milieu chaud est supérieure à l'énergie (mécanique) apportée dans la compression. Ce qu'on pourrait appeler le rendement serait alors supérieur à 1.

C'est pour cette raison qu'on utilise le coefficient de performance (C.O.P) d'une P.A.C, qui est le rapport de la quantité de chaleur "Q" fournie au milieu chaud à l'énergie "W" apportée par le compresseur.

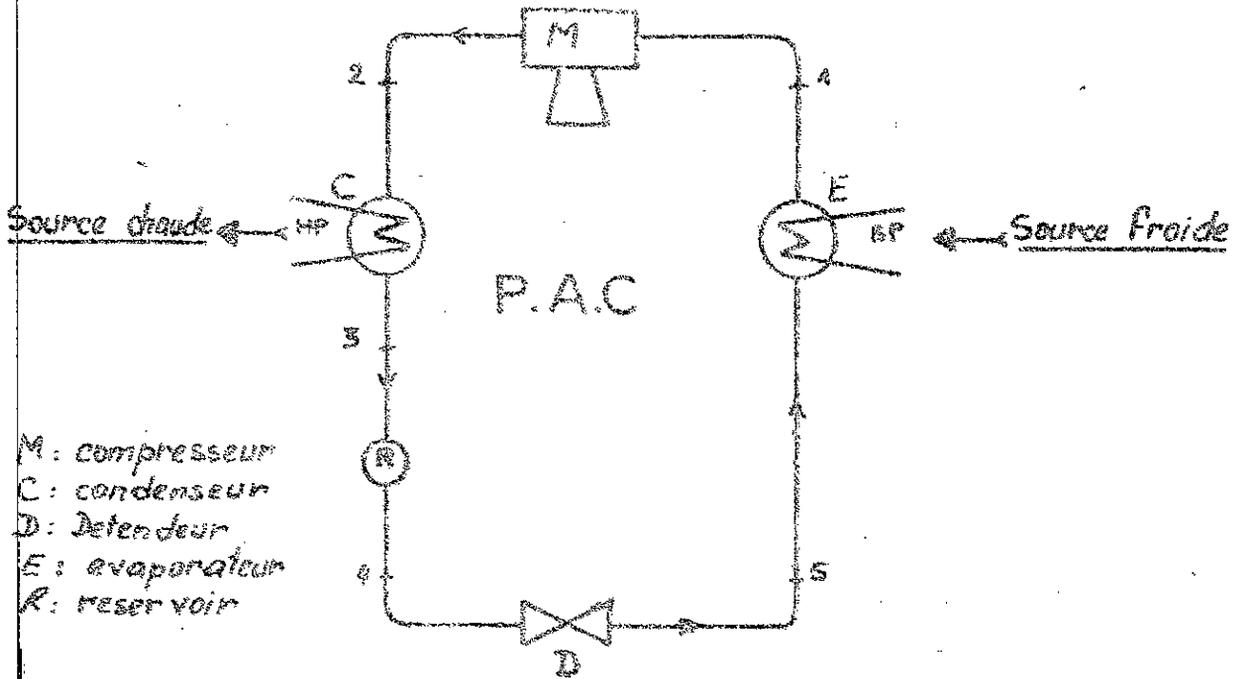
$$\text{C.O.P} = \frac{Q}{W} = \frac{\text{Energie que l'on peut utiliser}}{\text{Energie que l'on doit fournir}}$$

#### VII.4 - Les éléments d'une P.A.C :

Un circuit de P.A.C classique comprend essentiellement:

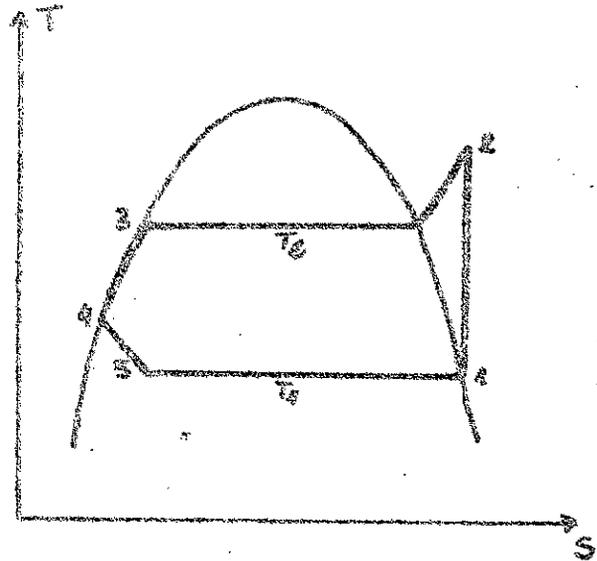
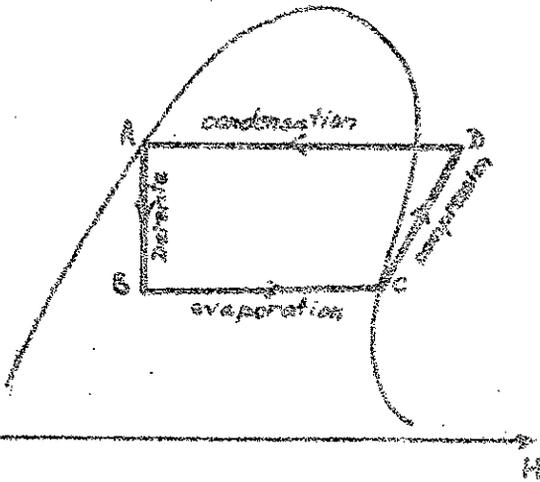
- a/ Un évaporateur "E": qui permet de capter la chaleur à une source froide.
- b/ Un compresseur "M": qui élève le niveau de chaleur de la source froide.
- c/ Un condenseur "C": qui permet de restituer la chaleur prise à l'évaporateur dans un milieu à réchauffer.
- d/ Un système de détente  
 "D": Maintient la différence de pression entre le condenseur (H.P) et l'évaporateur (B.P)

Fluorométrie dans une pompe à chaleur.



- M: compresseur
- C: condenseur
- D: Détendeur
- E: évaporateur
- R: meser voir

Log P



$$C.O.P. = \frac{H_D - H_A}{H_D - H_C} = \frac{T_2}{T_2 - T_1}$$

## VII. 5 - Types de P.A.C. :

On convient souvent de classer les P.A.C selon les fluides qu'elles utilisent comme source chaude ou froide.

On distingue :

- P.A.C sur l'air extérieur
- \* P.A.C air-eau :
  - P.A.C sur l'air extrait
- \* P.A.C air-air :
  - P.A.C sur l'air extérieur
  - P.A.C sur l'air extrait
- \* P.A.C eau-air
- \* P.A.C eau-eau
- \* P.A.C sol-eau

Jusqu'ici les locaux industriels sont équipés de pompes air-extrait-air quand la pompe assure la totalité du chauffage ou air-eau quand la pompe travaille en relève d'une chaudière. Les locaux collectifs et publics utilisent des pompes air-air ou mieux : eau-eau.

## VII.6.- P.A.C air extrait-air réversible :

Dans le chauffage d'immeubles et de locaux, les P.A.C sont souvent du type réversible, c'est à dire qu'il est possible d'inverser les rôles de l'évaporateur et du condenseur de façon à fournir à volonté de la chaleur ou du froid.

.../...

L'inversion du cycle est réalisée en générale par une vanne quatre voies. C'est à dire un organe très délicat, à l'origine de la plupart des pannes.

Dans les pompes air-air, il est possible d'inverser les circuits d'air à l'aide d'un jeu de registres.

#### VII.7.-Etude technique :

##### VII.7.1 - Quand utiliser une P.A.C

1°/-Lorsqu'on dispose d'une source froide à température relativement élevée et constante :

- De l'air dans les régions méditerranéennes.
- De l'eau des lacs et des rivières.
- De l'air extrait.
- Du sol lui-même.

2°/- Lorsqu'on désire une source chaude, c'est à dire un fluide chauffé par le condenseur, à une température pas trop élevée (45 ÷ 50°C).

3°/- Si l'on dispose d'une source de courant électrique.

##### VII.7.2 -Détermination pratique d'une P.A.C

La première opération à effectuer, lorsqu'on veut dimensionner une P.A.C consiste à estimer les besoins qu'elle devra couvrir et par conséquent la puissance thermique qu'elle aura à fournir.

.../...

Si l'on désire que la P.A.C fournisse la totalité du chauffage, la puissance thermique sera égale à la puissance estimée. Dans la plupart des cas pratiques, il s'avèrera économique d'associer à la P.A.C d'autres appareils de chauffage permettant de passer les périodes de pointe. La puissance de la P.A.C sera alors inférieure à celle déterminée.

Le choix d'une P.A.C dépend :

- Des conditions climatiques locale.
- Des prix des appareils.
- De l'installation à réaliser.
- De la source de calories.

#### VII.7.3 - Fréquence des pannes :

Des études effectuées aux U.S.A ont montré que la plupart des pannes sont dues à :

- Troubles dus à un défaut de nettoyage du circuit, filtres bouchés, échangeurs encrassés (plus de 30% des cas)
- Pannes d'origine électrique (30%), contacteur ou fusible grillé, moteur grillé...

.../...

- Pannes d'origine mécanique (10%),  
roulement ou palier grippé, bris de  
clapet sur le compresseur, grippage du  
compresseur...
- Divers (30%): dégivrage mal exécuté,  
régulation dérégulée, thermostat en panne...

On s'aperçoit que l'entretien d'une P.A.C est un facteur important et on doit tenir compte des frais occasionnés par l'entretien dans l'étude économique.

## VII.8 - Etude économique :

### VII.8.1 - Composantes du prix de chauffage :

L'habitation étant déterminée avec son isolation et le climat local étant connu, on peut rechercher les éléments composants le coût du chauffage en fonction du système retenu.

#### - Investissement :

Dans tous les cas le coût d'achat et d'installation de l'appareillage constitue ce que l'on appelle l'investissement initial que l'on doit répartir sur un temps de fonctionnement plus ou moins long du système de chauffage.

- **entretien** :

En général, il est nécessaire de prévoir un entretien de tout appareil en fonctionnement : nettoyage, petites ou grosses réparations. Son coût très variable doit être estimé, si possible, pour chaque cas particulier.

- **énergie** :

Tout système de chauffage demande un minimum d'énergie non gratuite pour fonctionner correctement (ventilateurs, appoints, compresseur, fuel ou électricité). Cette énergie entraîne une dépense tout au long de la période de chauffage.

### VII.8 - Etude économique :

La comparaison économique portera sur les frais d'investissement et d'exploitation occasionnés par chacune des deux installations.

Notre comparaison sera effectuée que pour l'exploitation hivernale car en été la consommation électrique d'un groupe frigorifique et d'une pompe à chaleur est identique :

#### \* Choix des équipements :

##### - Chaudière :

Les besoins calorifiques pour l'ensemble des locaux s'élèvent à 594.900 Kcal/h. on majore de 10% ces besoins pour tenir compte des pertes en ligne, ce qui donne une puissance calorifique de la chaudière de :

$$P \text{ (chaudière)} = 654.400 \text{ Kcal/h}$$

On choisira deux chaudières pouvant satisfaire ces besoins

$$P_c \text{ (chaudière)} = 327.200 \text{ Kcal/h}$$

##### - Groupe frigorifique :

Si on tient compte des pertes en ligne de 5%, le groupe aura une puissance de  $= P_f = 593.400 \text{ Kcal/h}$

##### - Pompe à chaleur :

Si la P.A.C doit assurer la totalité du chauffage en hiver sa puissance thermique sera de :

$$P_p = 594.900 \text{ Kcal/h}$$

\* Exploitation :

## - Consommation des chaudières :

On considère une période de chauffe de novembre à fin février (120 jours). L'installation fonctionne 24Heures/jour. Les besoins calorifiques annuels sont :

$$Q_{an} = 654.400 \times 24 \times 120 \times 0,5 = 942.10^6 \text{ Kcal/an}$$

Le coefficient 0,5 est un facteur correctif estimé qui tient compte du fait que l'installation ne fonctionne pas toujours en pleine charge.

La consommation annuelle du fuel est :

$$C = \frac{Q_{an}}{\eta_f \cdot \eta_{ch} \cdot P_c}$$

$Q_{an}$  = besoins calorifiques annuels.

$P_c$  = pouvoir calorifique du fuel ( $P_c = 8.400 \text{ Kcal/l}$ )

$\eta_f$  = rendement du fuel

$\eta_{ch}$  = rendement de la chaudière

La consommation annuelle est de :

$$C = \frac{942.10^6}{0,75 \times 0,75 \times 8.400} = 2.10^5 \text{ litres}$$

Prix du fuel (f.o.d)

P = 0,65 DA le litre (ALGERIE .84)

P = 1,20 F le litre (FRANCE.79)

P = 2,80 F le litre (FRANCE.84)

Dépense annuelle en fuel :

- ALGERIE (1984)  $D_f = 2.10^5 \times 0,65 = 1,3.10^5$  DA/an

- FRANCE (1979)  $D_f = 2.10^5 \times 1,20 = 2,4.10^5$  F/an

- FRANCE (1984)  $D_f = 2.10^5 \times 2,80 = 5,6.10^5$  F/an

- Consommation de la pompe à chaleur :

Resoins calorifiques annuels de la P.A.C :

$$Q_{an} \text{ (P.A.C)} = 594.900 \times 24 \times 120 \times 0,5 = 856.10^5 \text{ Kcal/an}$$

On convertit ces besoins en KWh en considérant que

$$1 \text{ KWh} = 860 \text{ Kcal.}$$

La puissance fournie par la P.A.C est de :

$$Q \text{ (P.A.C)} = 995.350 \text{ KWh}$$

La P.A.C utilisée à un C.O.P de 2,5.

La consommation électrique annuelle de la P.A.C. est :

$$C_e \text{ (P.A.C)} = \frac{Q_{an}}{\text{C.O.P}} = 398.140 \text{ KWh}$$

Prix du KWh électrique à usage industriel :

- ALGERIE (84) 1KWh : 0,30 DA

- FRANCE (79) 1KWh : 0,20 F (Tarif E.D.F)

- FRANCE (84) 1KWh : 0,54 F " "

Dépense annuelle occasionnée par la P.A.C :

- ALGERIE (84)  $D = 398.140 \times 0,30 = 1,19.10^5$  DA/an

- FRANCE (79)  $D = 398.140 \times 0,25 = 0,99.10^5$  F/an

- FRANCE (84)  $D = 398.140 \times 0,54 = 2,14.10^5$  F/an

## Résultats :

	Conso. Chaudière Fuel	Prix du fuel (l/litre)	Dépense annuelle en fuel	Consom. Elect. P.A.C (KWh)	Prix du KWh	Dépense annuelle en élect.	Economie réalisée par la P.A.C
ALGERIE 1984	$2 \cdot 10^5$ litres	0,65DA	$1,3 \cdot 10^5$ DA	398.140	0,30DA	$1,19 \cdot 10^5$ DA	$1,1 \cdot 10^5$ DA <sup>4</sup>
FRANCE 1979	$2 \cdot 10^5$ "	1,20F	$2,4 \cdot 10^5$ F	398.140	0,20F	$0,99 \cdot 10^5$ F	$1,4 \cdot 10^5$ F
FRANCE 1984	$2 \cdot 10^5$ "	2,80F	$5,6 \cdot 10^5$ F	398.140	0,54F	$2,14 \cdot 10^5$ F	$3,46 \cdot 10^5$ F

D'après le tableau on voit que l'économie annuelle réalisée par la P.A.C est de :

- ALGERIE (1984) économie de 8,5%
- FRANCE (1979) économie de 58%
- FRANCE (1984) économie de 61%

On voit que du seul point de vue énergétique la P.A.C est un système idéal, surtout pour les pays dont le prix du kWh de fuel est élevé.

Avant de tirer une conclusion finale, on doit faire une étude au niveau de l'investissement occasionné par les deux types d'installation (chaudière et P.A.C).

Devis estimatif pour l'installation conventionnelle :

Prix: (DA)

- 2 chaudières à mazout+ brûleurs et accessoires:	150.000
- 2 pompes de circulation d'eau chaude .....	9.000
- 2 vases d'expansion (2x400 litres).....	6.000
- Circuit hydraulique+robinetterie+régulation....	2.000
- Réservoir de mazout (10.000 litres).....	1.250
- 1 groupe frigorifique.....	500.000
- 1 centrale de traitement d'air.....	<u>300.000</u>
	968.250
-Frais de montage 25%.....	<u>242.000</u>
	Total = 1.210.250DA

Devis estimatif pour la P.A.C :

Prix : (DA)

- 2 Pompes à chaleur.....	600.000
- Fonctionnement froid.....	5.900
- Assistance - mise en route.....	6.240
- Régulation.....	7.000
- Frais d'entretien.....	<u>5.000</u>
	624.140

- Frais de montage 25%..... : 156.000

Total = 780.140 DA

Ces devis estimatifs montrent l'avantage financier que représente au niveau de l'investissement l'installation d'une pompe à chaleur.

D'après l'étude économique on peut dire que :

- Si on a uniquement chauffage, la P.A.C sera plus chère qu'une installation conventionnelle, mais elle sera bénéficiaire au bout d'un certain nombre d'années de fonctionnement.

- Si on a chauffage et climatisation, l'installation conventionnelle est plus chère que la P.A.C à l'investissement et moins économique du point de vue énergétique

On voit que dans notre cas l'utilisation de la P.A.C. donne satisfaction; Elle permet des économies d'énergie et un investissement rentable.

## CONCLUSION

-----oOo-----

Cette étude nous a permis de dimensionner une installation de climatisation industrielle.

Les résultats concluants montrent qu'il est possible d'utiliser une pompe à chaleur mais avec une certaine prudence sur le plan technique.

En réalité, de très importantes recherches sont encore nécessaires pour bien connaître et bien utiliser les pompes à chaleur.

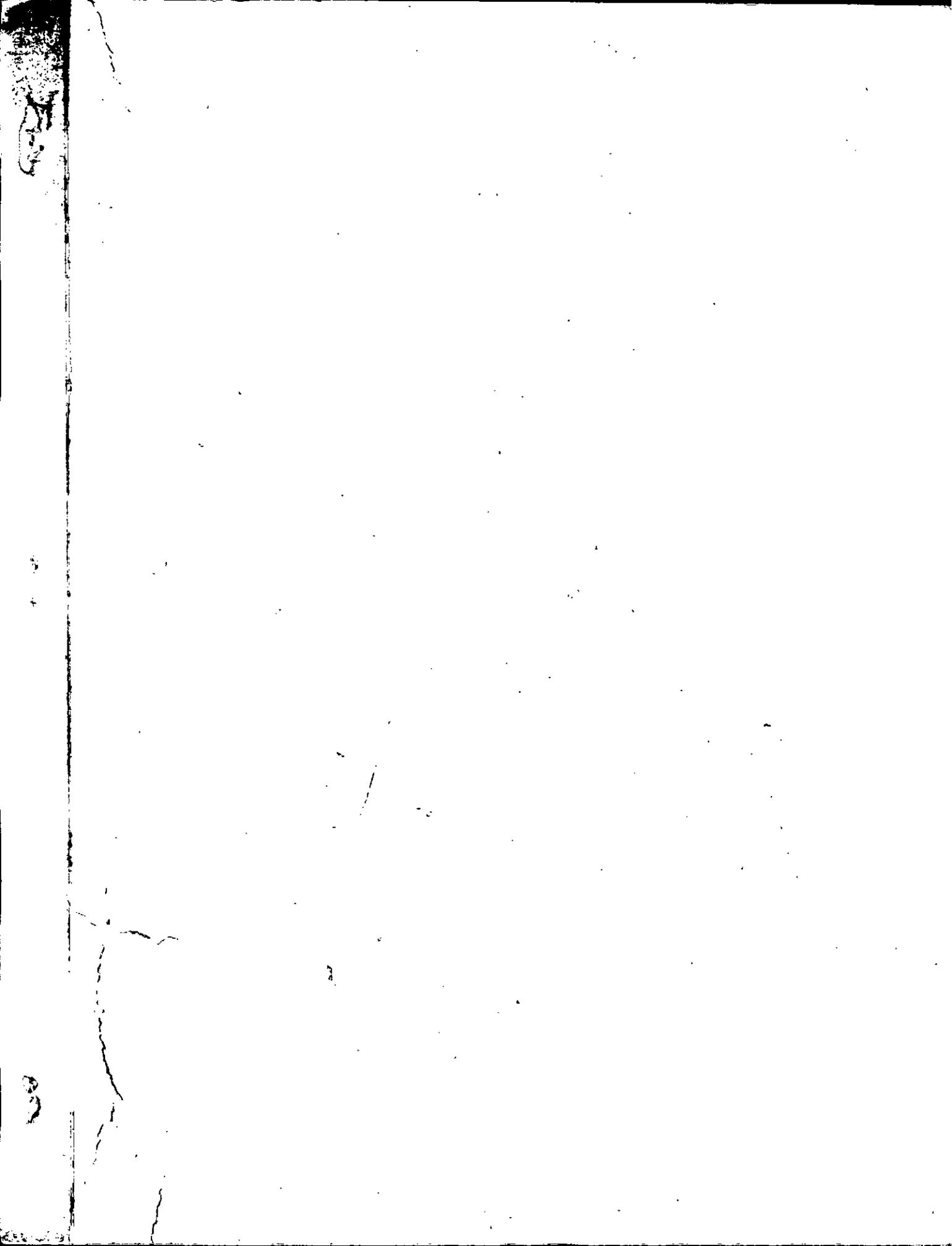
---

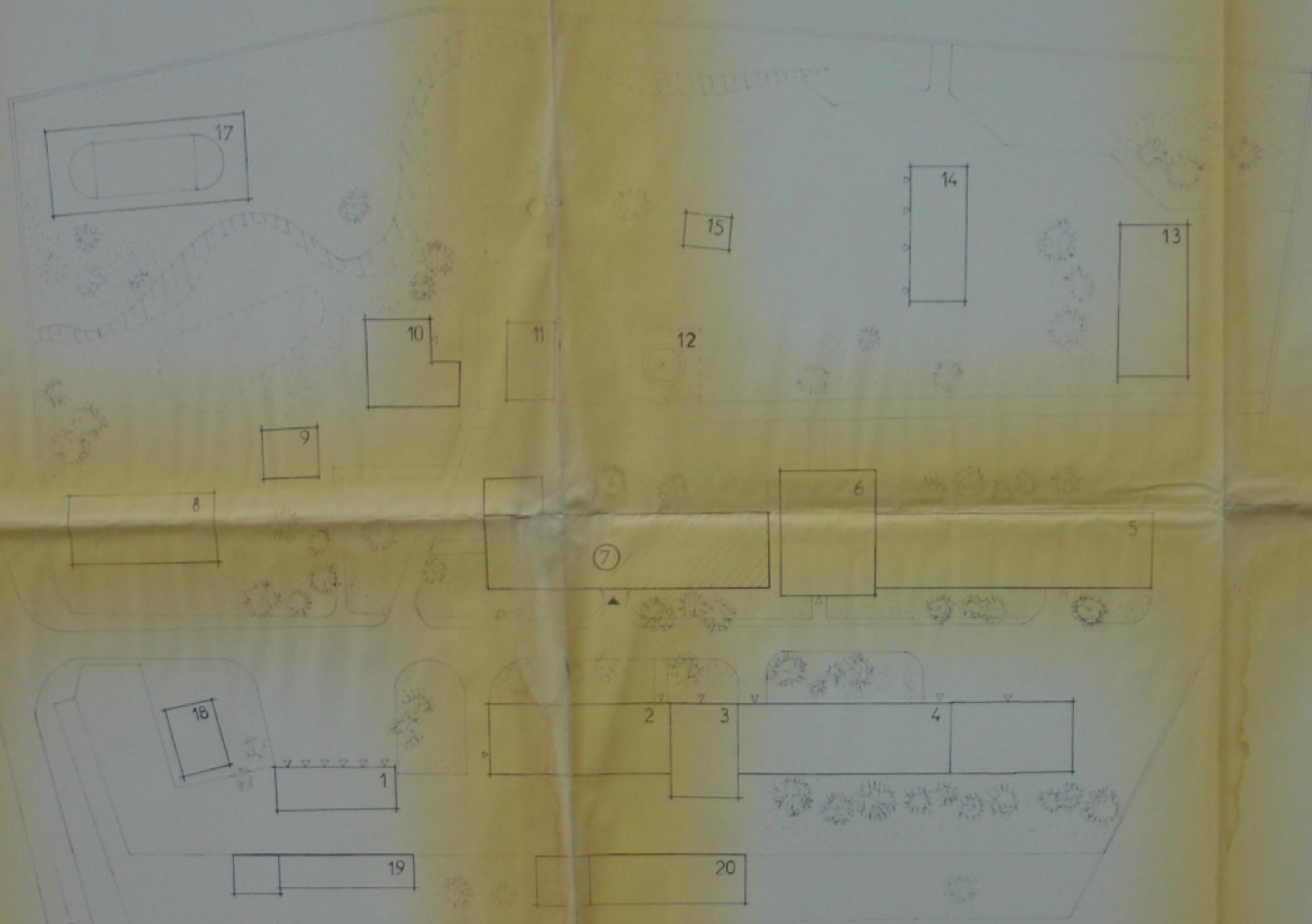
---



TELEGRAPHIE

- Traité de chauffage et de climatisation  
(H. RIETSCHEL)
- Manuel carrier  
(tome 1)
- Guide pratique de ventilation  
(WOODS)
- Chauffage et climatisation  
(S. FELAKHORSKY)
- Le conditionnement d'air  
(A. JUDEK)
- La pompe à chaleur  
(C. FONTANEL)
- Les pompes à chaleur  
(R. DUMON)
- Les pompes à chaleur et maison individuelle  
(S. ALQUIER)





PM04285  
- 1 -

ALGER

1	PARC
2	B <sup>t</sup> SOCIAL
3	HALL DE MONTAGE
4	ATELIER DE CONFECTION
5	ATELIER DE TISSAGE
6	STOCK
7	FABRIQUE DE FIBRE ARTIF <sup>elle</sup>
8	ATELIER DE TEINTURE
9	CHAUFFERIE
10	COMBUSTIBLE
11	CANTINE
12	BOUCHE D'INCENDIE
13	MAGASIN
14	GARAGE
15	CHATEAU D'EAU
16	PUITS
17	STADE
18	B <sup>t</sup> ADMINISTRATIF
19	B <sup>t</sup> D'HABITATION
20	SALLE DE REUNION
N <sup>o</sup>	

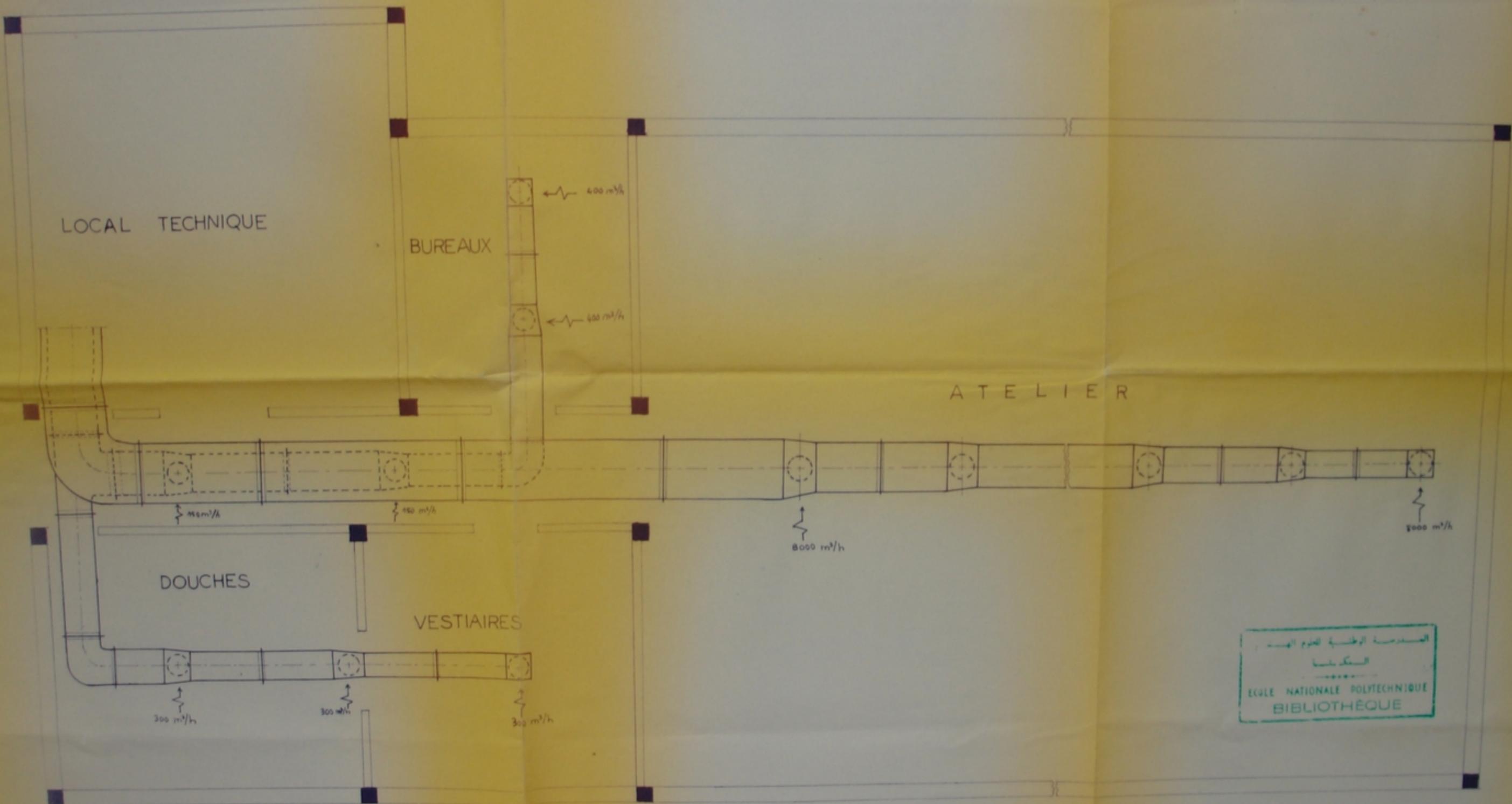
الجامعة الوطنية للتكنولوجيا  
مكتبة  
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
BIBLIOTHEQUE

E . N . P . A		
Étudiant: NEHAL	PLAN DE SITUATION	Département: Necker
Travailleur: TOMCZAK		N <sup>o</sup> : 01
N <sup>o</sup> : 2. 12. 1984		
N <sup>o</sup> : 1. 100		



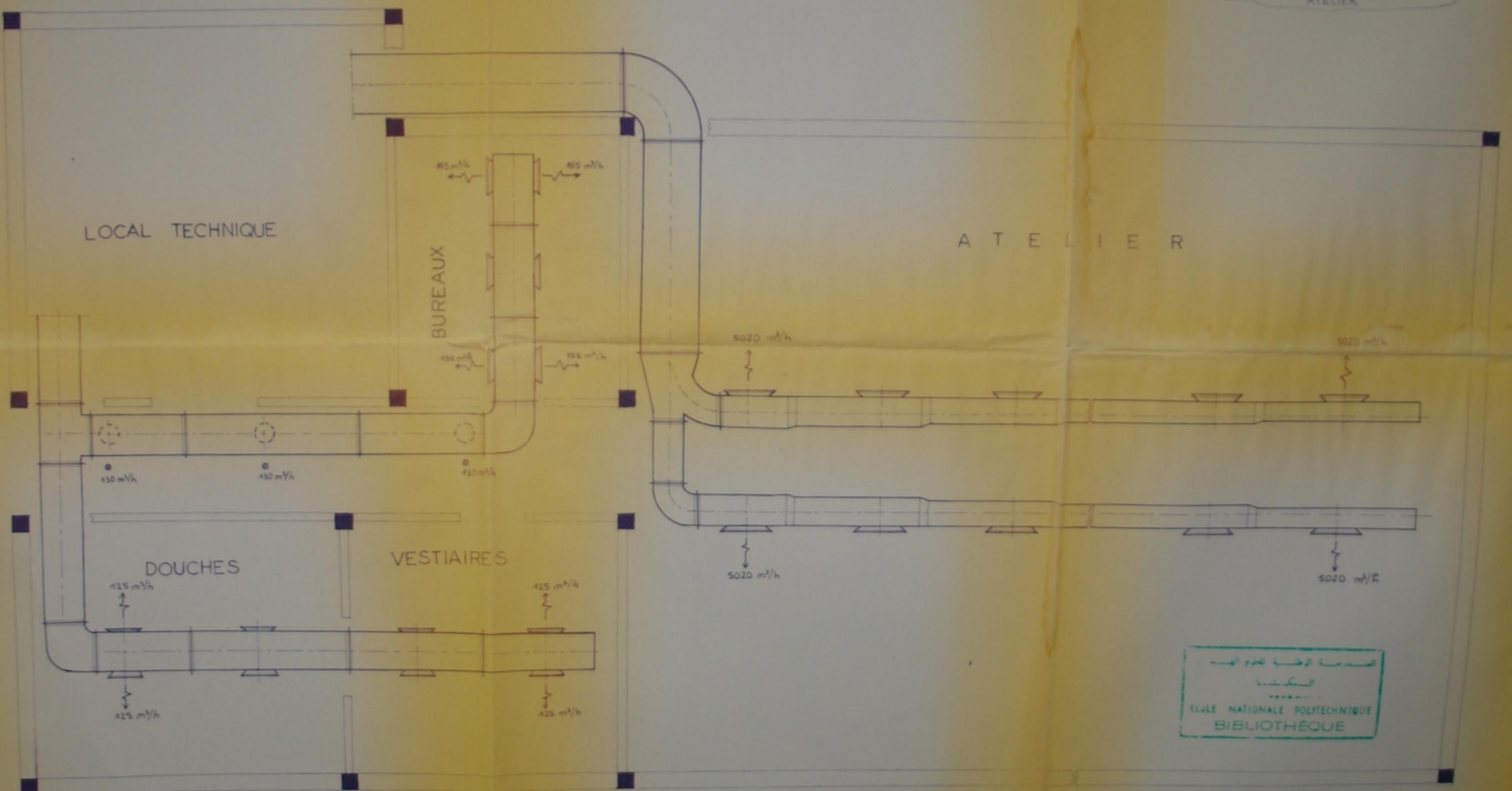
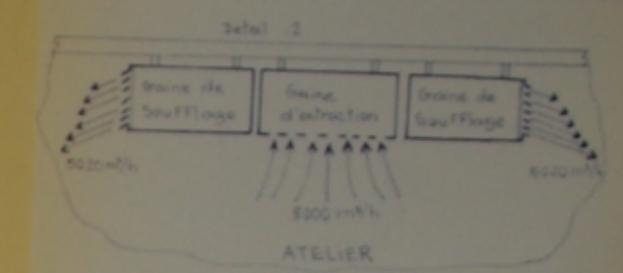
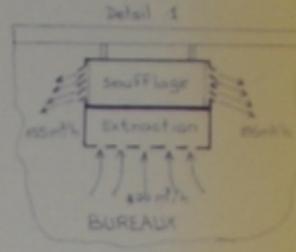
الجامعة الوطنية للعلوم الهندسية  
المكتبة  
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
BIBLIOTHEQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle 1:50			Dep. de MECANIQUE
ETUDIANT NEHAL		VUE EN PAN	
REDACTEUR TOMCZAK			02
24.12.87			



المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية  
 المكتبة  
 ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
 BIBLIOTHÈQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE : E.N.P.			
echelle:			RESEAUX
1:50			Dep. de MECANIQUE
PROFESSEUR	NEHAL		D'EXTRACTION
INGENIEUR	TOMICZAK		
04.12.89			03



الجامعة الوطنية للعلوم والتقنية  
البيروت  
.....  
Ecole Nationale Polytechnique  
BIBLIOTHEQUE

PM04285  
-4-

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	1/50		RESEAUX DE SOUFFLAGE
ETUDIANT	NEHAL		
NUMÉRIQUE	TOMPTAK		Dep. de MECANIQUE
DATE	25.02.84		
			PM04285
			04