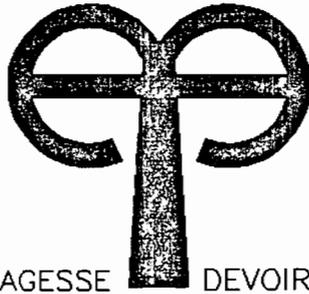


REPUBLIQUE DU SENEGAL



GM.0621

Ecole Polytechnique de Thies

PROJET DE FIN D'ETUDES

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGENIEUR DE CONCEPTION

EN GENIE MECANIQUE

**TITRE:** CONCEPTION D'UN SYSTEME DE CLIMATISATION

CENTRAL APPLIQUE AU BATIMENT H1

**AUTEUR :** Alassane FALL

**DIRECTEUR :** Mr Ahmet COBAN

JUIN 89

## **DEDICACES**

A ma mère qui a fourni  
tant d'efforts pour la  
réussite de mes études

A mon père qui a tant  
œuvré pour la réussite  
de ses enfants

A mes frères et soeurs

A tous mes amis pour le soutien  
moral qu'ils m'ont toujours apporté

## REMERCIEMENTS

Je remercie très sincèrement Mr Ahmet COBAN qui a beaucoup oeuvré pour la réussite de ce projet de fin d'études , et pour le dévouement et le disponibilité dont il a fait preuve tout au long cette étude .

Mes remerciements vont aussi à Mr Adama DIARRA pour le soutien qu'il m'a apporté , ainsi qu'à tous ceux qui de près ou de loin ont contribué a la réalisation de cette étude.

## SOMMAIRE

Ce projet de fin d'études a pour but de faire l'étude de la possibilité de réaliser un système de climatisation centrale pour le bâtiment H1 des dortoirs pour étudiants.

Cette étude est divisée en quatre grandes parties qui sont :

- le calcul des charges de refroidissement
- l'étude psychrométrique du système
- l'étude du système de ventilation
- l'étude du système de refroidissement

Dans le calcul des charges de climatisation, on fait le bilan de toutes les sources de chaleur pour déterminer la charge totale dans chaque chambre.

L'étude psychrométrique utilise le diagramme psychrométrique dans le but de cerner les caractéristiques de l'air à chaque étape de son circuit.

Dans l'étude du système de ventilation, on dimensionne les gaines de manière à délivrer la quantité d'air nécessaire au rafraîchissement des locaux.

L'étude du système de refroidissement comporte deux volets essentiels qui sont :

- le dimensionnement des conduites du fluide réfrigérant.
- le choix des appareils nécessaires au cycle du réfrigérant.

Enfin on regroupe en annexes les catalogues qui nous ont permis de choisir les différents composants pour les systèmes de refroidissement et de ventilation.

## LISTE DES VARIABLES UTILISEES

DB : Température bulbe sèche en °C

WB : Température bulbe humide en °C

W : Humidité      kg/kg d'air sec

A : Aire            en m<sup>2</sup>

U : Coefficient global de transmission de chaleur en W/m<sup>2</sup>.°C

R : Résistance thermique      m<sup>2</sup>.°C/W      (1/R) Chap.23 Table 3A

### FUNDAMENTALS 85

CLTD : Cooling Load Temperature Difference

SC : Shading Coefficient

SHGF : Solar Heat Gain Factor

Q : Cooling load

CLF : Cooling Load Factor

CLTD<sub>r</sub> : CLTD corrigé

LM : Facteur de correction pour latitude et mois

k : Facteur de correction pour la surface

Q<sub>s</sub> : Chaleur sensible

Q<sub>l</sub> : Chaleur latente

e : Epaisseur

H<sub>i</sub> : Enthalpie totale du point i

h<sub>i</sub> : Enthalpie massique du point i

m<sub>i</sub> : Débit massique au point i

Y<sub>b</sub> : Croisement d'écoulements en i grec pour calculer la perte

pour une branche

Yp : Croisement d'écoulement en i grec pour calculer la perte dans une conduite principale

Tb : Croisement en té pour calculer la perte dans une branche

Tp : Croisement en té pour calculer la perte dans une conduite principale

90° X : Croisement d'écoulements à 90°

V : Vitesse en m/s

VP : Pression de vitesse en Pa

L : Longueur

# TABLE DES MATIERES

<b>INTRODUCTION</b>	<b>1</b>
<b>CHAPITRE 1 : DETERMINATION DES CHARGES DE REFROIDISSEMENT</b>	<b>3</b>
1.1 Données du projet_____	4
1.1.1 Conditions de conception_____	4
Conditions intérieures_____	4
Conditions extérieures_____	4
1.1.2 Caractéristiques du bâtiment_____	7
1.2 Calcul des charges de refroidissement_____	8
1.2.1 Conduction à travers les parois extérieure9	
Conduction à travers les toits_____	9
Conduction à travers les murs_____	11
Conduction à travers le vitrage_____	13
Conduction à travers les portes_____	13
1.2.2 Conduction à travers les parois internes_14	
1.2.3 Ensoleillement à travers les vitrages____	14
1.2.4 Charges internes_____	15
1.2.5 Gain de chaleur du à l'infiltration et à la ventilation_____	16
1.2.6 Apports de chaleur dus aux conduites et fuites_____	18
1.2.7 Charge dans chaque chambre_____	19
<b>Chapitre 2 : PSYCHROMETRIE DE L'ETUDE</b> _____	<b>22</b>
2.1 Processus général_____	23
2.2 Calcul des débits_____	25

2.3 Détermination de la charge frigorifique	26
<b>Chapitre 3 : SYSTEME DE VENTILATION</b>	<b>32</b>
3.1 Calcul des conduites	33
3.2 Distribution de l'air dans la chambre	36
3.3 Choix des volets	49
3.4 Choix des ventilateurs	50
<b>Chapitre 4 : SYSTEME DE REFRIGERATION</b>	<b>53</b>
4.1 Composants	54
4.2 Calcul des tuyauteries	68
4.2.1 Conduite de fluide liquide	69
4.2.2 Conduite d'aspiration	72
4.2.3 Conduite de refoulement	73
4.3 Choix des composants	79
4.3.1 Compresseur	79
4.3.2 Evaporateur	79
4.3.3 Condenseur	81
4.3.4 Détendeur	81
4.3.5 Caisson de refroidissement	82
4.3.6 Protection et contrôle	83
<b>Chapitre 5 : CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS</b>	<b>84</b>
<b>ANNEXES</b>	<b>85</b>
<b>BIBLIOGRAPHIE</b>	

## INTRODUCTION

L'environnement et les conditions dans lesquels les individus se trouvent ont une influence directe sur leur moral, leur sécurité et donc de façon directe sur leur efficacité en matière de travail.

Outre le bruit et la lumière, un des facteurs d'environnement non moins important est l'état de l'air, car pour fonctionner de manière efficace, le corps humain a besoin d'une atmosphère spécifique. Cette atmosphère dépend de plusieurs facteurs qui sont la température, l'humidité et le taux de renouvellement de l'air.

Ainsi la conception d'un système de climatisation a pour but essentiel de créer des conditions de confort dans un espace, tout en contrôlant simultanément les principaux paramètres qui sont la température, l'humidité, le niveau sonore, la qualité et le mouvement de l'air, de manière à permettre aux occupants de travailler avec un rendement optimum.

Le dispositif d'équipement permettant d'atteindre ces objectifs est désigné sous le nom de système de climatisation et a deux fonctions essentielles:

- la préparation de l'air à distribuer
- la distribution de l'air traité par l'intermédiaire de conduits et d'appareils terminaux.

Dés lors un système de climatisation complet comprend un moyen de refroidissement, un ou plusieurs éléments de transfert de chaleur, des filtres à air, un moyen de

distribution de l'air, ainsi que des commandes pour réguler la puissance de ces éléments en fonction des conditions à maintenir.

De plus les exigences de l'application de la conception auxquelles doit satisfaire le système de climatisation nécessitent de disposer certains de ces composants suivant un certain ordre pour traiter l'air.

Il existe plusieurs systèmes de climatisation utilisant différents procédés de traitement de l'air , de ce fait il convient de choisir le système le mieux adapté à l'application donnée , en fonction des besoins et des spécificités de celle-ci.

**CHAPITRE 1**  
**DETERMINATION DES CHARGES**  
**DE REFROIDISSEMENT**

Pour concevoir un système de climatisation , il est nécessaire de connaître certaines données de base telles que les conditions intérieures et extérieures , ainsi que les caractéristiques du bâtiment de manière à pouvoir déterminer toutes les charges de climatisation.

## 1.1 DONNEES DU PROJET

### 1.1.1 Conditions de conception

#### Conditions intérieures

La température du corps humain est maintenue à 37°C , si les conditions sont telles que le transfert d'énergie entre le corps et l'environnement se fait rapidement ou s'il fait si chaud qu'il y a des problèmes de transfert d'énergie , il en résulte un certain inconfort.

Sur cette base , les conditions intérieures sont définies comme suit:

Température : 25°C

Humidité relative : 50%

Vitesse de l'air : maximum 50 fpm (.25 m/s)

minimum 15 fpm (.08 m/s)

Ces valeurs sont tirées de HVAC (Analysis and design) Fig.3-3 , page 349 pour la vitesse et sont définies pour des activités et un habillement légers.

#### Conditions extérieures

Puisqu'il s'agit d'un pays au climat chaud , notre système aura pour but de rafraîchir le local et donc nous prenons en considération uniquement les conditions d'été qui

TABLE 3 CLIMATIC CONDITIONS FOR OTHER COUNTRIES

Col. 1 Country and Station	Col. 2 Latitude and Longitude	Col. 3 Elevation, m	Winter, °C			Summer, °C						
			Mean of Annual Extremes	Col. 4		Col. 5 Design Dry-Bulb			Col. 6 Outdoor Daily Range °C	Col. 7 Design Wet-Bulb		
				99%	97.5%	1%	2.5%	5%		1%	2.5%	5%
PAPUA NEW GUINEA Port Moresby	929S / 147.09E	38	-17	-19	-21	33	33	32	8	27	27	26
PARAGUAY Asuncion	2517S / 57.30W	139	2	6	8	38	37	36	13	27	27	27
PERU Lima	1205S / 77.03W	120	-11	-12	-13	30	29	29	9	24	24	23
PHILIPPINES Manila	1435N / 120.59E	14	21	23	23	34	33	33	11	28	27	27
POLAND Krakow	5004N / 19.57E	220	-19	-17	-14	29	27	26	11	20	19	19
Warsaw	5213N / 21.02E	120	-19	-16	-13	29	27	26	11	22	21	20
PORTUGAL Lisbon	3843N / 9.08W	95	0	3	4	32	30	28	9	21	20	19
PUERTO RICO San Juan	1829N / 66.07W	25	18	19	20	32	31	31	6	27	27	26
RUMANIA Bucharest	4425N / 26.06E	82	-19	-16	-13	34	33	32	14	22	22	21
SAUDI ARABIA Dhahran	2617N / 50.09E	24	4	7	9	44	43	42	18	30	29	29
Jedda	2128N / 39.20E	6	11	14	16	41	39	38	12	29	29	28
Riyadh	2439N / 46.42E	591	-2	3	4	43	42	41	18	26	25	24
SENEGAL Dakar	1452N / 17.20W	40	11	16	17	35	34	33	7	27	27	27
SINGAPORE Singapore	118N / 103.50E	10	21	22	22	33	33	32	8	28	27	27
SOMALIA Mogadiscio	202N / 49.19E	12	19	21	21	33	32	32	7	28	28	27
SOUTH AFRICA Capetown	3356S / 18.29E	17	2	4	6	34	32	30	11	22	22	21
Johannesburg	2611S / 28.03E	1665	-3	-1	1	29	28	27	13	21	21	21
Pretoria	2545S / 28.14E	1369	-3	0	2	32	31	29	13	21	21	20
SOUTH YEMEN Aden	1250N / 45.02E	3	17	20	21	39	38	37	6	28	28	28
SOVIET UNION Alma Ata	4314N / 76.53E	775	-28	-23	-21	31	30	28	12	21	20	19
Aichangel	6433N / 40.32E	7	-34	-31	-28	24	22	20	7	16	14	14
Kaliningrad	5443N / 20.30E	7	-19	-17	-14	28	27	25	9	19	19	18
Krasnoyarsk	5601N / 92.57E	152	-41	-31	-33	29	27	24	-7	18	17	16
Kiev	5027N / 30.30E	183	-24	-21	-17	31	29	27	12	21	20	19
Kharkov	5000N / 36.14E	144	-28	-23	-19	31	29	28	13	21	20	19
Kuibyshev	5311N / 50.06E	58	-31	-28	-25	32	29	27	11	21	19	19
Leningrad	5956N / 30.16E	5	-26	-23	-21	26	24	22	8	18	18	17
Minsk	5354N / 27.33E	225	-28	-24	-20	27	25	23	9	19	19	18
Moscow	5546N / 37.40E	154	-28	-24	-21	29	27	26	12	21	19	18
Odessa	4629N / 30.44E	65	-18	-16	-13	31	29	28	8	21	21	20
Petropavlovsk	5253N / 158.42E	87	-23	-19	-18	21	20	18	7	14	14	13
Rostov On Don	4713N / 39.43E	48	-23	-19	-16	32	31	29	11	21	21	20
Sverdlovsk	5649N / 60.38E	272	-37	-32	-29	27	24	22	9	17	17	16
Tashkent	4120N / 69.18E	478	-20	-16	-13	35	34	32	16	22	21	21
Tbilisi	4143N / 44.48E	404	-11	-8	-6	31	29	28	10	20	19	19
Vladivostok	4307N / 131.55E	29	-26	-23	-22	27	25	23	6	21	21	20
Volgograd	4842N / 44.31E	141	-29	-25	-22	34	32	30	11	22	21	21
SPAIN Barcelona	4124N / 2.09E	95	-1	1	2	31	30	29	7	24	23	23
Madrid	4025N / 3.41W	667	-6	-4	2	34	33	32	14	22	21	19
Valencia	3928N / 0.23W	24	-1	1	3	33	32	31	8	24	23	23
SRI LANKA Colombo	654N / 79.52E	7	18	21	21	32	32	31	8	27	27	27
SUDAN Khartoum	1537N / 32.33E	390	8	12	13	43	42	40	17	25	24	24
SURINAM Paramaribo	549N / 55.09W	4	19	20	21	34	33	32	10	28	28	27
SWEDEN Stockholm	5921N / 18.04E	45	-16	-15	-13	26	23	22	8	18	17	16
SWITZERLAND Zurich	4723N / 8.33E	493	-16	-13	-10	29	27	26	12	20	19	19
SYRIA Damascus	3330N / 36.20E	720	-4	2	0	39	38	37	19	22	22	21
TAIWAN Taipei	2257N / 120.12E	21	-4	8	9	33	33	32	8	29	28	28
Taipei	2502N / 121.31E	9	-5	7	8	34	33	32	9	28	28	27

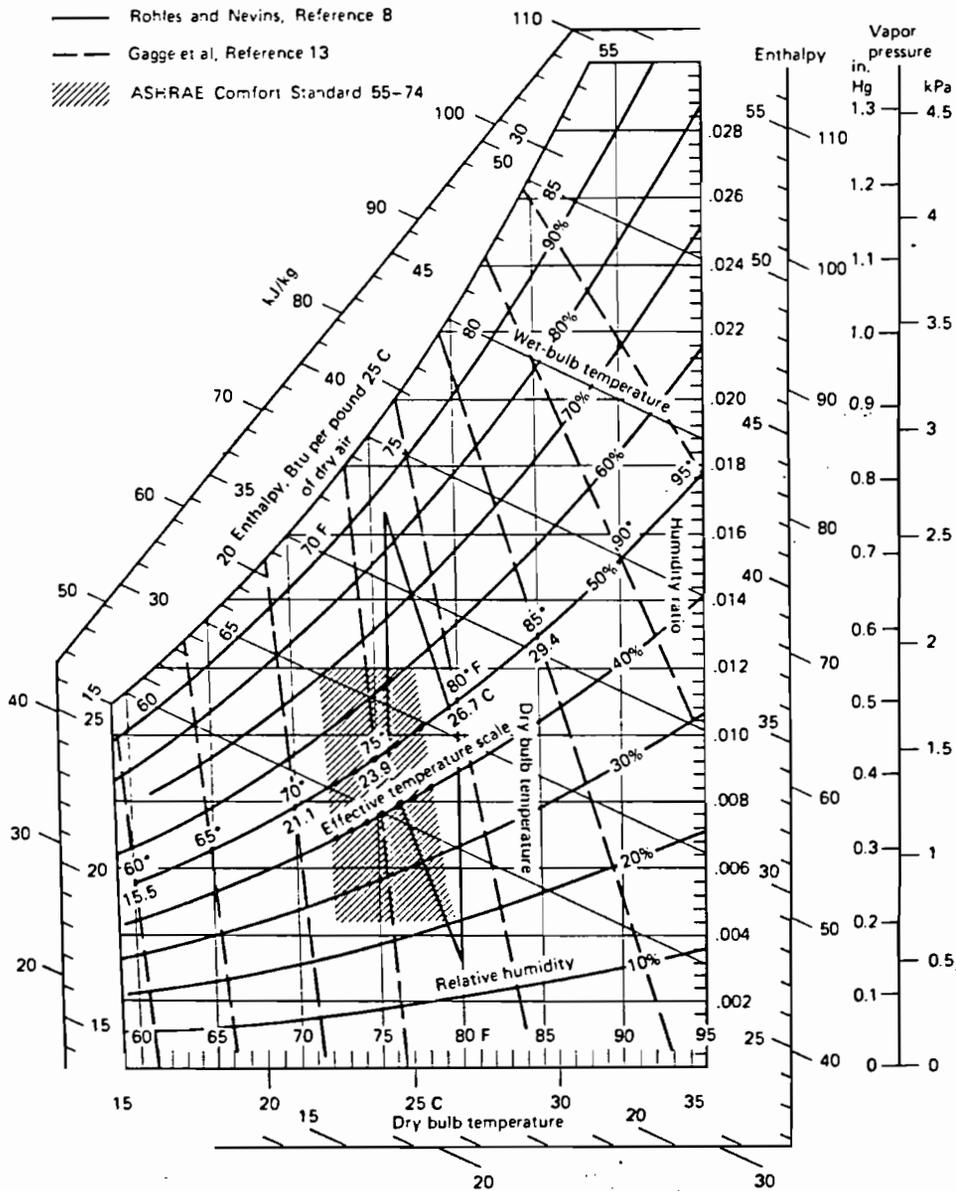


Figure 3-3 The ASHRAE comfort chart (adapted by permission from *ASHRAE Handbook of Fundamentals*, 1972).

6.

sont :

Design dry bulb :	35°C
Daily range :	7°C
Design wet bulb :	27°C
Latitude :	14,42° N
Altitude :	40 m

### 1.1.2 Caractéristiques du bâtiment

Le bâtiment est constitué de deux étages et un rez-de-chaussée . Les données suivantes proviennent des plans du bâtiment.

Les murs extérieurs sont en agglos d'épaisseur 20 cm, et 16 cm pour ceux intérieurs.

Les dimensions des chambres sont les suivantes :

longueur :	8 m
largeur :	5.5 m
hauteur :	3.2 m

Sur les murs du Nord et du Sud on a les ouvertures suivantes :

Mur du Sud :

- une fenêtre 0.9 \* 1.8 m
- une fenêtre 0.9 \* 2 m
- une fenêtre 0.9 \* 0.7 m
- une porte en bois 0.9 \* 2 m

Mur du Nord :

- deux fenêtres 0.9 \* 1.8 m
- une fenêtre 0.9 \* 0.6 m
- une porte en bois 0.9 \* 2 m

**Table 1 Procedure for Calculating Space Design Cooling Load—Summary of Load Sources and Equations**

Load Source	Equation	Reference, Table, Description
External		Chapter 23—Design Heat Transfer Coefficients—Tables 3 and 4 Area Calculated from Architectural Plans
Roof	$q = U \cdot A \cdot CLTD$	Table 5—Cooling Load Temperature Difference at Base Conditions for Roofs Note 2—Correction for Color of Exterior Surface Note 2—Correction for Outside Dry Bulb Temperature and Daily Range Note 2—Correction for Inside Dry Bulb Temperature Note 2—Application for Latitude and Month—Table 9
Walls	$q = U \cdot A \cdot CLTD$	Chapter 23—Design Heat Transmission Coefficients—Tables 3 and 4 Area Calculated from Architectural Plans Table 6—Wall Construction Group Description Table 7—Cooling Load Temperature Difference at Base Conditions for Wall Group Note 2—Correction for Color of Exterior Surface Note 2—Correction for Outside Dry Bulb Temperature and Daily Range Note 2—Correction for Inside Dry Bulb Temperature Note 2—Application for Latitude and Month—Table 9
Glass		Chapter 23 or Chapter 27—Type of Glass and Interior Shading if Used Area—Net Glass Area Calculated from Plans
Conduction	$q = U \cdot A \cdot CLTD$	Table 10—Cooling Load Temperature Difference for Conduction Load Through Glass Note 1—Correction for Outside Dry Bulb Temperature and Daily Range Note 1—Correction for Inside Dry Bulb Temperature
Solar	$q = A \cdot SC \cdot SHGF \cdot CLF$	Area—Net Glass Area Calculated from Plans Chapter 27—Tables 28, and 33 to 36—Shading Coefficients for Combination of Type of Glass and Type of Shading Table 11—Maximum Solar Heat Gain Factor for Specific Orientation of Surface, Latitude and Month Table 13—Cooling Load Factor with No Interior Shading Table 14—Cooling Load Factor if Interior Shading is Used Note 1—For Glass Areas Shaded Externally See Table 12
Partitions, Ceilings, Floors	$q = U \cdot A \cdot TD$	Chapter 23—Design Heat Transmission Coefficients—Tables 3 and 4 Area Calculated from Architectural Plans Design Temperature Difference
Internal Lights	$q = INPUT \cdot CLF$	Input Rating from Electrical Plans or Lighting Fixture Data Tables 15 & 16—Coefficients "a" and classification "b" for Type of Fixture, Installation, Air Supply and Return, and Room Furnishings and Construction Table 17—Cooling Load Factor Based on Total Hours of Operation and Time Note 1—Correction for Schedule of Operation of Cooling System
People		Number of People in Space Table 18 or Chapter 8—Sensible Heat Gain from Occupants Table 19—Cooling Load Factor for People—Based on Duration of Occupancy and Time from Entry Note 1—Correction for Density of Occupants and/or Space Temperature. CLF = 1.0 if there is variable space temperature and/or high people density
Sensible	$q_s = No. \cdot Sens. H.G. \cdot CLF$	
Latent	$q_l = No. \cdot Lat. H.G.$	Table 19 or Chapter 8—Latent Heat Gain from Occupants
Appliances		Tables 20 and 21—Recommended Rate of Heat Gain—Sensible Heat Table 22—For Use with Hood Table 23—For Use without Hood
Sensible	$q_s = HEAT GAIN \cdot CLF$	Tables 20 & 21—Recommended Rate of Heat Gain—Latent Heat (Without Hood) Set Equal to Zero When Hood is Used Over Appliances
Latent	$q_l = HEAT GAIN$	
Power	$q = HEAT GAIN \cdot CLF$	Eq. (21), (22) or (23) using Tables 24 and 25 or Manufacturer's Data Table 23 or CLF = 1.0 if cooling system is not operated continuously
Ventilation & Infiltration Air		Ventilation and Infiltration Air, Standard L/s Inside-Outside Air Temperature Difference, °C
Sensible	$q_s = 1.232 \cdot L/s \cdot \Delta T$	
Latent	$q_l = 3012 \cdot L/s \cdot \Delta W$	Inside-Outside Air Humidity Ratio Difference, kg H <sub>2</sub> O/kg Dry Air
Total	$q = 4.334 \cdot L/s \cdot \Delta h$	Inside-Outside Air Enthalpy Difference, kJ/kg of Dry Air

Sable	0.02	0.024
Isolant rigide	0.05	1.176
Hourdis	0.16	0.21
Air	-	0.176
Isolant	0.01	2.6
Faux plafond	0.016	0.10
Air intérieur	-	0.16

Pour les besoins du projet nous avons prévus un faux plafond.

$$A = 44 \text{ m}^2$$

$$CLTD = 26^\circ\text{C} \text{ (Avec faux plafond) réf. T.5-26-FUND.}$$

$$U = 0.625 \text{ W/m}^2.\text{°C}$$

$$LM = 0$$

$$K = 1$$

$$CLTD_r = 28^\circ\text{C}$$

$$Q = U * A * CLTD_r = 283 \text{ W}$$

#### Conduction à travers les murs

Résistance thermique:

	épaisseur (m)	R (m <sup>2</sup> .°C/W)
Air extérieur	-	0.03
Mortier	0.025	0.035
Agglos	0.15	0.209
Mortier	0.025	0.035
Air intérieur	-	0.12

$$R = 0.429$$

$$m = 380 \text{ kg/m}^2$$

groupe C

Mur du Sud:

$$\text{CLTD} = 10^\circ\text{C} \quad \text{réf. T.7}$$

$$\text{Inside conditions} \quad 25.5 - 25.5 = 0$$

$$\text{Average temperature} \quad 35^\circ - .5 \times 7^\circ = 31.5^\circ$$

$$A = 13.2 \text{ m}^2$$

$$\text{LM} = -3.8^\circ\text{C}$$

$$K = 0.8$$

$$\text{CLTD}_r = 7^\circ\text{C}$$

$$Q = A \times U \times \text{CLTD} = 215 \text{ W}$$

Mur du Nord:

Comme ce côté est protégé du soleil il est considéré  
comme un mur du sud.

$$R = 0.429 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W} \quad U = 2.33 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$A = 13 \text{ m}^2$$

$$Q = A \times U \times \text{CLTD} = 200 \text{ W}$$

Mur de l'Est:

$$\text{CLTD} = 17^\circ\text{C}$$

$$\text{LM} = -.5$$

$$K = 0.8$$

$$\text{CLTD}_r = 15.4^\circ\text{C}$$

$$A = 25 \text{ m}^2$$

$$U = 2.33 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$Q = A \times U \times \text{CLTD} = 895 \text{ W}$$

Mur de l'Ouest:

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

$$\text{CLTD}_r = 16.3^{\circ}\text{C}$$

$$A = 25 \text{ m}^2$$

$$Q = 932 \text{ W}$$

#### Conduction à travers le vitrage

Fenêtre du sud:

$$U = 4.6 \text{ W/m}^2\cdot^{\circ}\text{C} \quad \text{réf.T.13-27}$$

$$A = 2.79 \text{ m}^2$$

$$\text{CLTD} = 13.6^{\circ}\text{C} \quad \text{réf.T.10}$$

$$Q = A \cdot U \cdot \text{CLTD} = 175 \text{ W}$$

Fenêtre du Nord:

$$\text{CLTD} = 13.6^{\circ}\text{C}$$

$$A = 3.78 \text{ m}^2$$

$$Q = 236 \text{ W}$$

#### Conduction à travers les portes

Porte du Nord:

	e (m)	R (m <sup>2</sup> .°C/W)
Air extérieur	-	0.044
Bois	0.025	0.209
Air intérieur	-	0.121
		R = 0.374

$$m = 15 \text{ kg/m}^2 \quad \text{groupe G}$$

$$\text{CLTD} = 15^{\circ}\text{C}$$

$$K = 0.83$$

$$\text{LM} = 3.3^{\circ}$$

Inside conditions = 0

Average temprature = 0

CLTDr = 11.8°C

A = 1.8 m<sup>2</sup>

Q = A\*U\*CLTD = 57 W

Porte du Sud:

CLTD = 15°C

LM = 3.3°C

CLTDr = 11.8°C

Q = 57 W

### 1.2.2 CONDUCTION A TRAVERS LES PAROIS INTERNES

Elle donne une chaleur qui s'écoule des toilettes non climatisées vers l'espace climatisé.

A = 25 m<sup>2</sup>

U = 2.33 W/m<sup>2</sup>.°C

ΔT = 10°C

Q = U\*A\*ΔT = 500 W

### 1.2.3 ENSOLEILLEMENT A TRAVERS LES VITRAGES

La chaleur correspondant à cette chaleur est donnée par l'expression :  $Q = A*SC*SHG*CLF$

Fenêtre du Sud:

A = 2.79 m<sup>2</sup>

SHG = 133 W/m<sup>2</sup> réf.T.12-26

CLF = 0.8 réf.T.14-26

SC = 0.59 réf.T.35-27

$$Q = A * SC * SHG * CLF = 175 \text{ W}$$

Fenêtre du Nord:

$$A = 3.78 \text{ m}^2$$

$$SHG = 142 \text{ W/m}^2$$

$$SC = 0.59$$

$$CLF = 0.89$$

$$Q = 282 \text{ W}$$

#### 1.2.4 CHARGES INTERNES

Elles sont de deux natures:

- énergie dissipée par l'éclairage:

Dans chaque chambre on a six lampes de puissance 60 W et un tube à néon de puissance 53 W.

donc INPUT = 413 W

coefficient a : tient compte des fournitures de la chambre 0.65.

coefficient b tient compte de l'enveloppe du plancher c

$$CLF = .82 \text{ réf. T.17A-26}$$

$$Q = INPUT * CLF = 413 * .82 = 339 \text{ W}$$

-énergie dissipée par les occupants:

cet énergie se divise en une chaleur latente aussitôt consommée par l'air et en une chaleur sensible qui nécessite un coefficient de retard.

En supposant six personnes dans chaque chambre ; on obtient:

$$SHG = 75 \text{ W réf. T.18-27}$$

$$CLF = 0.97 \text{ réf. T19-27}$$

$$Q_s = N_o * SHG * CLF = 437 \text{ W}$$

$$Q_l = N_o * LHG = 6 * 95 = 570 \text{ W}$$

### 1.2.5 Gain de chaleur du à l'infiltration et à la ventilation

Infiltration:

Elle peut être due à la différence de température et/ou la vitesse du vent.

$$\text{Portes} : 10 \text{ cm}^2/\text{m}^2 * 5 * 3.6 \text{ m}^2 = 180 \text{ cm}^2$$

$$\text{Cadre fenêtrés} : 1.3 \text{ cm}^2 * 5.4 \text{ m}^2 = 7 \text{ cm}^2$$

$$\text{Cadre portes} : 1 \text{ cm}^2/\text{m}^2 * 3.6 \text{ m}^2 = 3.6 \text{ cm}^2$$

$$\text{Surface total de fuites} = 191 \text{ cm}^2$$

Coefficient A: Tient compte de la différence de température .

Coefficient B: Tient compte de la vitesse du vent.

$$V = 4 \text{ m/s réf. Cereer (75-76)}$$

$$A = 0.00564$$

$$B = 0.0064$$

Infiltration spécifique:

$$I = Q \text{ (Infiltration)} / L \text{ (Surface de fuites)}$$

$$I = (A * T + B * V^2)^{0.8} = 0.4 \text{ m}^3/\text{h}.\text{cm}^2$$

$$L = 191 \text{ cm}^2$$

$$q = 0.4 * 191 = 77 \text{ m}^3/\text{h} = 22 \text{ l/s}$$

d'ou

$$Q_l = 3012 * q * (W_e - W_i)$$

$$=3012 \times 22 \times (0.019 - 0.01) = 600 \text{ W}$$

$$Q_s = 1.232 \times q \times (T_e - T_i)$$

$$= 1.232 \times 22 \times 10 = 260 \text{ W}$$

#### Ventilation:

Une certaine quantité d'air neuf est nécessaire car les personnes vivant dans une ambiance apportent certains changements physiques et chimiques de l'air ambiant. La quantité d'oxygène diminue, tandis que le bioxyde de carbone ( $\text{CO}_2$ ) augmente.

Les matières organiques, perçues comme odeur, proviennent du corps humain et des vêtements. La matière volatile n'est pas forcément toxique, mais l'air stagnant d'une pièce mal ventilée produit chez les individus une perte d'appétit et une perte d'énergie. Il est donc nécessaire d'éliminer les odeurs générées par les individus.

Lorsque des odeurs sont émises par des individus dans un espace confiné, il y existe une concentration limite au-delà de laquelle celles-ci deviennent perceptibles par l'odorat. Ces valeurs limites varient selon les individus, mais des valeurs moyennes ont été bien établies. De plus, la perception des odeurs est plus facile lorsque l'humidité est plus élevée.

Le taux effectif de contamination de l'air est fonction du volume d'espace disponible pour chaque occupant.

Les odeurs provenant des humains sont auto-oxidantes, tandis les odeurs produites par la fumée de tabac ne le sont pas.

Les odeurs oxidables disparaissent lorsque leur oxydation est complétée. C'est la raison pour laquelle les odeurs d'une pièce disparaissent après un certain temps, suite à l'évacuation de cette pièce par les occupants.

De plus si le volume de la pièce est assez grand pour permettre un taux d'oxydation égal au taux de génération d'odeur, le seuil de concentration limite ne sera jamais atteint et il n'y aucun ennui causé par les odeurs.

Donc la construction de pièce à plafond élevé diminue la possibilité de l'existence d'un tel problème.

Par contre les odeurs provenant de la fumée de tabac et qui ne sont pas oxydables, demeurent longtemps une fois que la pièce ait été évacuée. Les méthodes utilisées pour solutionner ce problème consistent à masquer ces odeurs par des odeurs plus fortes ou à remplacer l'air intérieur par un apport d'air extérieur. Cette quantité d'air neuf venant de l'extérieur doit être suffisante afin de balayer efficacement l'espace concerné.

Débit recommandé par personne pour dortoirs:

4.7 l/s réf. HVAC (analysis and design) T.3-4.

Débit total : 28 l/s

$$Q_1 = 1.232 * 28 * (35 - 25) = 336 \text{ W}$$

$$Q_s = 3012 * 28 * (.019 - .01) = 760 \text{ W}$$

#### 1.2.6 Apports de chaleur aux conduits d'air et ceux dus aux fuites d'air dans les conduits

Le système de conduit accusera des fuites d'air aux joints qui peuvent s'estimer à 5 % du débit total pour un système bien construit. Si les pertes d'air se font à l'extérieur de

l'espace climatisé, ceci constitue une charge sensible et latente pour le système.

$$Q_s = \text{Débit} * 3012 * (DB_o - DB_i)$$

$$Q_l = \text{Débit} * 1.232 * \Delta W$$

L'air traité, circulant dans les conduites, absorbera la chaleur de l'ambiance. Si les gaines ne passent pas dans un espace climatisé il y aura gain de chaleur sensible.

$$Q = U * A * \Delta T$$

où U = coefficient de transfert de chaleur des tôles

A = surface des gaines

$\Delta T$  = Temp. air ambiant - Temp. air dans les gaines

Dans notre conception, du moment que la grande majorité des gaines passent par un espace climatisé, on négligera ces apports de chaleur.

### 1.2.7 Calcul des charges de climatisation pour chaque chambre

Pour connaître la charge totale sensible et latente d'une pièce donnée, on fait la somme des chaleurs apportées par toutes les composantes de la pièce.

Ex : Soit à connaître la charge de la pièce 2.1 (le chiffre 2 signifie que c'est une chambre du deuxième étage, le chiffre 1 signifie qu'il s'agit de la première chambre à partir de l'Est) les différents apports sont :

Charge sensible:

Plafond	283
Mur du Nord	200
Mur du Sud	215

Mur de l'Est	895
Fenêtres du Nord	518
Fenêtre du Sud	350
Portes	114
Occupants	437
Lumières	339
Infiltrations	209

---

Total sensible:	3463 W
Occupants	570
Infiltrations	600

---

Total latente : 1200 W  
Chaleur Totale : 4700 W

ON obtient les résultats suivants pour les autres chambres:

ETAGE N°2

CH.No	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7	2.8
CH.S	3463	2831	2831	3241	3241	2831	2831	3581
CH.L	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200
CH.T	4700	4031	4031	4441	4441	4031	4031	4800

ETAGE N°1 OU 2

CH.No	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8
CH.S	3180	2548	2548	2958	2958	2548	2548	3298
CH.L	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200
CH.T	4380	3748	3748	4158	4158	3748	3748	4498

Toutes ces quantités sont évaluées en W.

CH.No : Chambre numéro

**CH.S : Chaleur sensible**

**CH.L : Chaleur latente**

**CH.T : Chaleur totale**

TABLEAU RECAPITULATIF

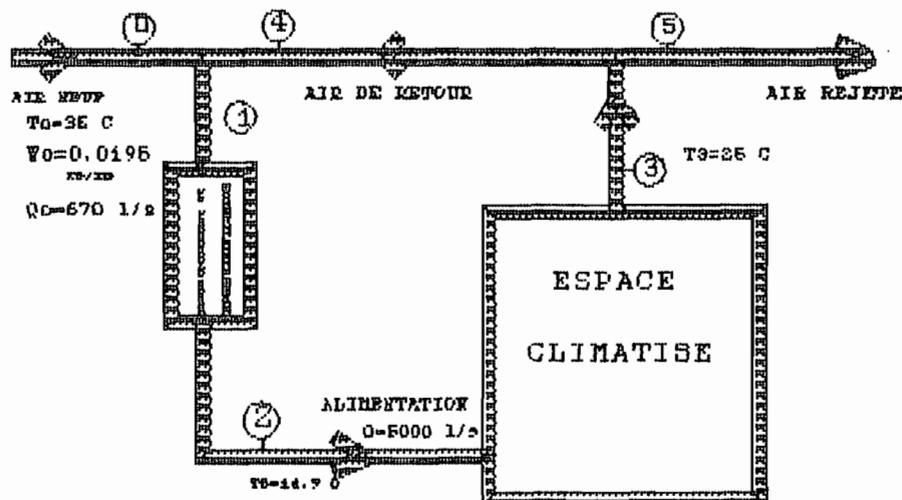
Aire (m2)	nT	U(w/m2)	CLTD	R <sup>2</sup> F	SC	SHG	CLF	Cooling Load	Element
44	-	0.23	28	T.5nø4	-	-	-	283	Plafond
13.2	-	2.33	7	T.6_G.	-	-	-	215	Mur du Sud
13	-	2.33	7	T.6_GC	-	-	-	200	Mur du Nord
25	-	2.33	7	T.6_GC	-	-	-	895	Mur de l'Est
25	-	2.33	15.4	T.6_GC	-	-	-	932	Mur de l'Ouest
25	10	2.33	-	-	-	-	-	410	Mur Ch.T.
3.78	-	4.6	13.6	T.10	0.59	142	0.89	518	Fen. Nord
2.79	-	4.6	8	T.10	0.59	133	0.8	350	Fen. Sud
3.6	-	2.67	11.6	T.6	-	-	-	114	Portes

**CHAPITRE 2**  
**PSYCHROMETRIE DE L'ETUDE**

L'étude psychrométrique du système nous permet , après avoir représenté les différents états de l'air , de déterminer les débits nécessaires et la charge frigorifique totale.

### 2.1 Processus général

Pour mieux appréhender cette étude , on utilise le diagramme psychrométrique sur lequel on représente les points qui déterminent l'état de l'air à chaque étape de son circuit. Fig.1



SCHEMA GENERAL DU CIRCUIT DE L'AIR

Dans un système de climatisation d'été tout air , l'air entre dans la pièce avec une température et une humidité basses par rapport aux conditions de la pièce pour que toute la chaleur qui constitue la charge de refroidissement puisse être évacuée de manière à ce que la température de la pièce soit maintenue à celle désirée. L'évolution de l'air à l'intérieur de l'espace climatisé dès sa sortie du diffuseur est représentée par le passage du point 2 au point 3.

Point 3:

Il représente l'état de l'air à l'intérieur de l'espace climatisé et a pour coordonnées:

$$DB = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Humidité relative} = 50 \%$$

Point 2:

Pour déterminer ce point, on a besoin de calculer le SHF (Sensible Heat Factor) qui représente la pente de la droite passant par le point 3 et le point 2. Ce dernier point a une température qui doit être inférieure à la température  $t_3$

d'environ 20 F. Donc, on a:  $t_2 = 25 \text{ } ^\circ\text{C} - 11.1 \text{ } ^\circ\text{C} = 14.9 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$\text{SHF} = \text{Chaleur sensible} / \text{Chaleur latente}$$

En se référant au chapitre 1 :

$$\text{SHF} = 70022/98878 = 0.7$$

$$\text{SHF} = 0.7$$

Ensuite l'air est canalisé pour être jeté à l'extérieur. Mais, pour diminuer la charge du serpentin de refroidissement, on fait un mélange d'une partie de cet air avec la quantité d'air neuf nécessaire pour le refroidir, le déshumidifier et l'envoyer à nouveau dans la pièce. Cette évolution est représentée par le passage du point 1 au point 2. L'état de l'air extérieur donne le point 0.

Point 0 :

Il a pour coordonnées:

$$DB : 35^\circ\text{C}$$

$$WB : 27^\circ\text{C}$$

Point 1 :

Il représente l'état du mélange d'air extérieur avec l'air repris à l'entrée du serpentin de refroidissement. Il sera déterminé ultérieurement car on a besoin des débits pour le fixer

## 2.2 Calcul des débits

Une fois que l'on connaît la quantité totale de chaleur sensible et latente de chaque pièce, on peut déterminer les débits nécessaires pour absorber cette chaleur.

Si  $Q$  est la chaleur totale à enlever, le débit nécessaire est donné par l'expression suivante en appliquant le premier principe de la thermodynamique entre l'entrée et la sortie de la pièce:

$$H_2 + Q = H_3$$

$$m = Q / (h_2 - h_3)$$

avec :  $h_3$  = enthalpie massique de l'air à la sortie

$h_2$  = enthalpie massique de l'air à l'entrée

Dans notre cas :  $Q = 99854 \text{ W}$

$h_2 = 34 \text{ kJ/kg}$  point 2

$h_3 = 50 \text{ kJ/kg}$  point 2 (Diag. Psy.)

d'où  $m_2 = 99854 / (50 - 34) = 6051 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$

soit  $q$  le débit volumique ;  $q = m_2 \cdot v_2$

au point 2,  $v = 0.82 \text{ m}^3/\text{kg}$

donc  $q = 6051 \cdot 10^{-3} \cdot 0.82 = 5000 \text{ l/s}$

Pour connaître le débit nécessaire pour une chambre il suffit de multiplier ce débit par le rapport suivant :

chaleur totale de la chambre / chaleur totale du bâtiment  
 en considérant que le débit dans une chambre est une fraction du  
 débit total suivant le même rapport que celui des chaleurs  
 totales.

Ex : chambre n°2.1 Chaleur totale = 4706 W

$$q = 5000 * 4706/99854 = 237 \text{ l/s}$$

De la même manière on calcul les débits dans les autres chambres,  
 les résultats sont regroupés dans le tableau de la page suivante.

### 2.3 DETERMINATION DE LA CHARGE FRIGORIFIQUE

Le refroidissement et la déshumidification de l'air  
 sont représentés sur le diagramme psychrométrique par le passage  
 du point 1 au point 2.

Lors du mélange adiabatique de l'air neuf avec l'air  
 repris , on obtient un air dont les caractéristiques sont  
 déterminées par les équations suivantes :

$$m_0 * h_0 + m_4 * h_4 = m_1 * h_1$$

$$m_0 + m_4 = m_1$$

$$m_0 * W_0 + m_4 * W_4 = m_1 * W_1$$

Lorsqu'on élimine  $m_4$  on obtient :

$$m_0 * h_0 + m_1 * h_4 - m_0 * h_4 = m_1 * h_1$$

$$\text{d'où } m_0 * (h_0 - h_3) = m_1 * (h_1 - h_3)$$

$$m_0/m_1 = (h_1 - h_3)/(h_0 - h_3)$$

Le débit d'air neuf est obtenu des considérations  
 suivantes; dans le calcul des charges on a eu un débit d'air neuf

----- DEBIT OBTENUS DANS CHAQUE CHAMBRE ET POUR CHAQUE ETAGE -----

----- ETAGE N°0 -----

N° CHAMBRE	0-1	0-2	0-3	0-4	0-5	0-6	0-7	0-8
DEBIT (l/s)	222	191	191	211	211	191	191	228
CFM	470	405	405	447	447	405	405	483

----- ETAGE N°1 -----

N° CHAMBRE	1-1	1-2	1-3	1-4	1-5	1-6	1-7	1-8
DEBIT (l/s)	222	191	191	211	211	191	191	228
CFM	470	405	405	447	447	405	405	483

----- ETAGE N°3 -----

N° CHAMBRE	2-1	2-2	2-3	2-4	2-5	2-6	2-7	2-8
DEBIT (l/s)	237	205	205	225	225	205	205	243
CFM	502	434	434	477	477	434	434	515

de 4.7 l/s et par personne, donc en supposant 6 personnes dans chaque chambre on aura comme débit d'air neuf pour tout le bâtiment:

$$Q_0 = 4.7 \text{ l/s /pers.} * 6 \text{ pers.} * 8 \text{ chambres} * 3 \text{ étages}$$

$$\text{donc } Q_0 = 670 \text{ l/s}$$

Dans le diagramme psychrométrique on lit comme volume massique de l'air neuf :  $v_0 = 0.9 \text{ m}^3/\text{kg}$

$$\text{donc } Q^o = 670 * 10^{-3} / 0.9 = 740 \text{ kg/s}$$

on peut calculer le rapport  $m_0/m_1 = 740/6050$

$$m_0/m_1 = 0.12$$

Nous pouvons dès lors placer le point 1 car ce rapport est aussi le rapport des distances  $3_1/3_0$  sur le diagramme psychrométrique.

Puisque l'air humide est refroidi jusqu'à une température plus basse que son point de rosée à cette pression donc une partie de la vapeur qui se trouve dans l'air va se condenser et sera drainée.

Nous pouvons voir le diagramme psychrométrique correspondant à ces évolutions sur la figure suivante. Fig. 2

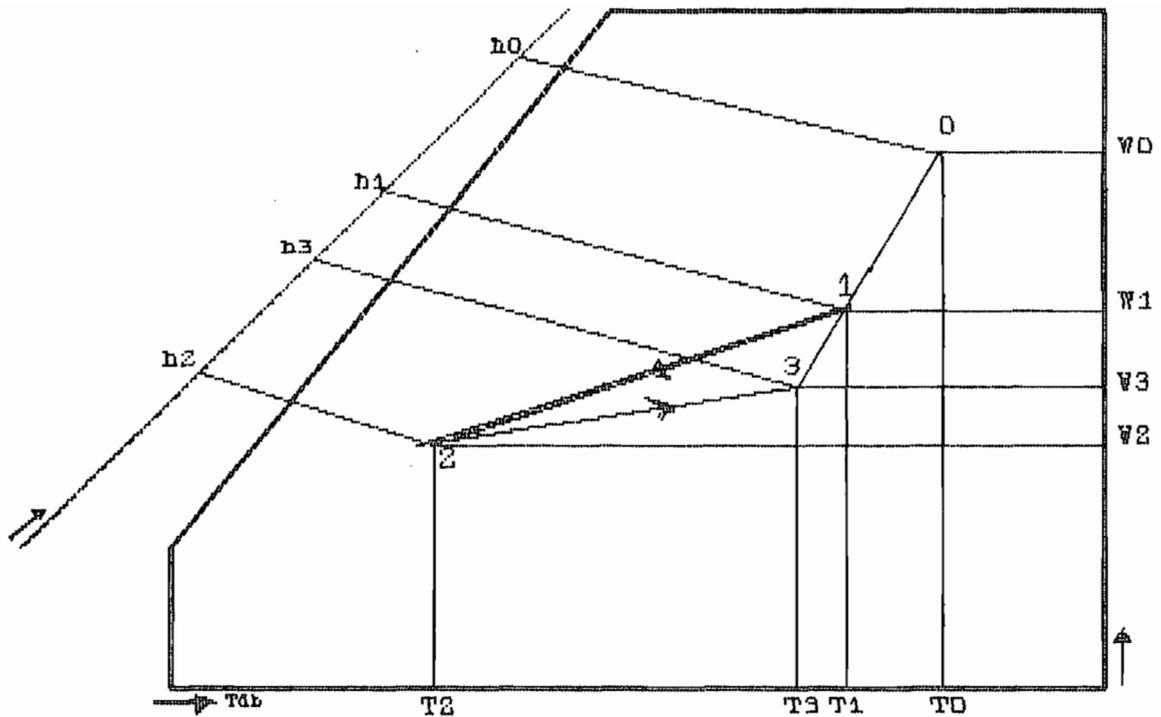


DIAGRAMME PSYCHROMETRIQUE

Pour la boîte qui contient le serpentin de refroidissement, les équations de conservation d'énergie et de masse sont :

$$m_1 * h_1 = m_2 * h_2 + Q_{12} + m_w * h_w$$

$$m_1 * W_1 = m_2 * W_2 + m_w$$

avec :  $Q_{12}$  : Chaleur enlevée par le serpentin de refroidissement

$m_w$  : Débit de condensat

$h_w$  : Enthalpie du liquide saturé à 6°C

comme  $m_1 = m_2$  la charge du serpentin est :

$$Q_{12} = m_1 [(h_1 - h_2) - (W_1 - W_2) * h_w]$$

Dans la table 1 Chap.6 (FUND.85) on lit à 6°C

$$h_w = 25.3 \text{ kJ/kg}$$

et sur le diagramme psychrométrique on lit  $h_1$ ,  $h_2$ ,  $W_1$  et  $W_2$ ;

$$h_1 = 55 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 34 \text{ kJ/kg}$$

$$W_1 = 0.0112 \text{ kg/kg d'air sec}$$

$$W_2 = 0.008 \text{ kg/kg}$$

Donc la charge de refroidissement du serpentin est:

$$Q_{12} = 6000 [(55 - 34) - (0.0112 - 0.008)]$$

$$Q_{12} = 117 \text{ kW}$$

Le débit de condensat est donnée par la relation :

$$m_1 = m_1 (W_1 - W_2)$$

$$m_1 = 6000 (0.0112 - 0.008)$$

$$m_1 = 65 \text{ kg/h}$$



# PSYCHROMETRIC CHART

## NORMAL TEMPERATURES

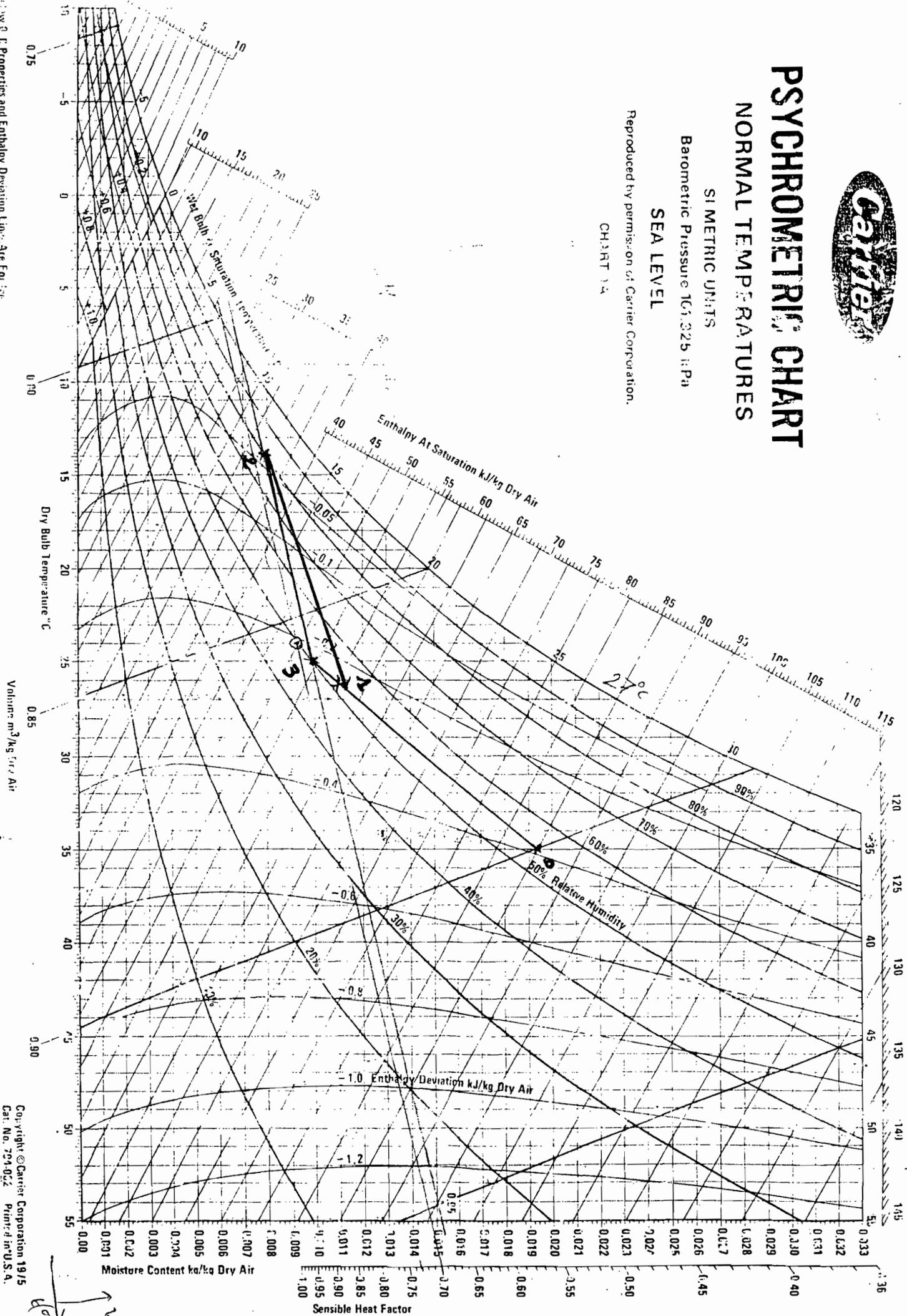
SI METRIC UNITS

Barometric Pressure 101.325 kPa

SEA LEVEL

Reproduced by permission of Carrier Corporation.

CHART 1A



Carrier Properties and Enthalpy Deviation Lines Are For Sea Level

Copyright © Carrier Corporation 1975  
Cat. No. 794-022 Printed in U.S.A.

**CHAPITRE 3**  
**SYSTEME DE VENTILATION**

L'objectif du système de distribution est de délivrer une quantité spécifique d'air froid à chaque diffuseur dans l'espace conditionné à une pression totale déterminée. Ceci permettra une absorption de la charge de l'espace et un mouvement de l'air adéquat. Le système de ventilation comprend :

- les conduites;
- un ou plusieurs ventilateurs ;
- les diffuseurs et les grilles de retour.

### 3.1 CALCUL DES CONDUITES

La méthode utilisée pour dimensionner les gaines doit réaliser un système raisonnablement tranquille . Un bas niveau sonore est obtenu en limitant la vitesse de l'air , en utilisant au besoin un silencieux , en évitant les changements brusques de section dans les gaines , tels que les clapets peu ouverts . La table 12-7 page 407 (HVAC) donne les vitesses maximums et recommandées qui limitent le bruit à un niveau raisonnable . L'isolation à l'extérieur des gaines aussi réduit le bruit . Les pertes d'air doivent être minimisées en scellant toutes les jointures . L'aménagement du système de distribution de l'air froid aussi est important dans le design .

Pour réduire le coût de l'installation , les gaines doivent être petites , cependant ceci entraînerait des hautes vitesses un niveau sonore élevé et beaucoup de pertes de pression , d'où un coût d'opération élevé . Donc il faut trouver un compromis entre le coût propre , le coût d'opération et les besoins du système . Les vitesses indiquées à la table 12-7 et à la figure 9 (Duct Design) donnent généralement une bonne

combinaison entre les dimensions des gaines et les pertes de pression d'une telle manière que le bruit ne posera pas de problème.

L'utilisation de la table 9 nécessite des corrections pour des températures variant jusqu'à  $\pm 20^{\circ}\text{C}$  par rapport à  $20^{\circ}\text{C}$ , une élévation de plus de 500 m et des pressions relatives de  $\pm 5$  kPa, puisque ces paramètres affectent la densité de l'air, sa viscosité et le nombre de réynolds.

Pour dimensionner les gaines, différentes méthodes sont utilisées, on distingue les méthodes suivantes :

- La méthode équifriction

Pour cette méthode, le système est calculé suivant une même perte par mètre de longueur de conduite. Cependant les grands débits d'air peuvent nécessiter des limitations de vitesse. Les systèmes d'air conditionné et de ventilation sont généralement calculés par cette méthode.

- La méthode de réduction de la vitesse (Dynamique)

Elle consiste à sélectionner la vitesse de sortie du ventilateur et de calculer progressivement les conduites aux plus petites vitesses à chaque jonction. Pour les vitesses sélectionnées on détermine les diamètres connaissant les débits.

- La méthode du regain de pression statique

Avec cette méthode, on a approximativement la même pression statique à l'entrée de chaque branche, ce qui facilite la sélection des diffuseurs. Mais il peut en résulter pour les dernières conduites, de très larges dimensions donc de petites vitesses.

-La méthode de la vitesse constante

Elle s'applique souvent pour la ventilation des usines, pour évacuer l'air contenant des particules et l'envoyer dans le système de purification.

Dans notre cas , nous avons utilisé la méthode équi-friction avec des conduites en acier galvanisé. Les résultats sont regroupés dans les tableaux suivants avec les spécifications suivantes:

Alimentation:

Noeuds 500 : 1er étage

Noeuds 600 : 2ème étage

Noeuds 700 : 3ème étage

Retour :

Noeuds 100 : 1er étage

Noeuds 200 : 2ème étage

Noeuds 300 : 3ème étage

Du fait de la symétrie du bâtiment ,de la symétrie de l'installation ,que les charges sont à peu près les mêmes de chaque côté et que le rez-de-chaussée et l'étage 1 ont les mêmes charges , donc les mêmes débits , nous avons calculé les conduites pour un seul côté et pour les deux étages.

De même les paramètres ayant permis la détermination des coefficients de pertes locales sont regroupé dans le tableau.

Dans la chambre mécanique du point C ( sortie ventilateur de retour ) au point B (Caisse de mélange):

Conduite de 0.4 m avec  $Q=5022$  l/s  $v= 6.7$  m/s  $PL=0.5$   
 $\Delta P=0.02$  Pa.

Té divergent avec  $V_a/V_c = 5.9/6.7 = 0.9$   $C = 0.02$  (6-23)

$VP = 26.5$  Pa  $\forall P = 0.53$  Pa.

Conduite de 1 m  $Q = 44581/s$   $V = 5.9$  m/s  $PL = 0.4$   $\forall P = 0.4$  Pa

### 3.2 Distribution de l'air dans la chambre

L'objet de cette distribution est de créer des conditions idéales de température, d'humidité et de mouvement de l'air dans la zone occupée de la chambre climatisée. Pour obtenir ces conditions de confort dans la zone, des limites standard ont été établies. Toute variation par rapport aux valeurs standard de l'un de ces éléments aboutirait à un inconfort pour les occupants. L'inconfort peut aussi être causé par le manque d'uniformité des conditions de l'air ou par une excessive fluctuation des conditions dans une même partie de l'espace. De ce fait le dispositif le plus utilisé pour distribuer l'air frais est le diffuseur au plafond.

Mais il faut cependant veiller à contrôler le bruit généré par le diffuseur.

Les diffuseurs sont choisis en fonction des caractéristiques suivantes :

- le débit qu'ils peuvent livrer,
- la vitesse,
- le niveau de bruit.
- le rayon du jet

Sur cette base, on choisit chez la compagnie ANEMOSTAT PERFORATED DIFFUSERS les diffuseurs suivants:

ALIMENTATION ETAGE 0 OU 1

NŒUD	SOURCE	TYPE	DEBIT	SECTION	V	VP	L	COEFFICIENT	PERTE LINEAIRE	PERTE	PERTE TOTALE
500-501		Gainé	5000	1000*100	5		1		0.2		0.2
		Transiton	5000		5	15.1		0.05			0.76
		Coude	5000		10	60		1.2			72
	6-34	Y	5000		10	60.2	-	0.23			13.8
	-	Gainé	2500	700*500	8	-	1	-	1	1	87.76
501-502	6-22	Yb	2500		7	29.5	-	0.5			14.8
	5-1	Tb	815		7	29.5	-	0.05			1.7
		Gainé	815	600*250	6	-	2	-	1	2	18.5
502-503	6-22	Yb	815		6	21.7		0.4			8.7
		Gainé	211	250*250	3.3		2		0.5		1
	3-5	Coude	211		3.3	6.5		1.2			7.8
		Gainé	211	250*250	3.3	-	0.5	-	0.5		0.25
	MFG	Diffuseur	211		3.3	6.5	-	-	-		38.5
											56.3
502-504	6-22	Yp	815		6	21.7	-	0.25			6
		Gainé	604	450*250	5.5	-	5	-	1	5	11
504-505	6-22	Yb	604	-	5.5	18	-	0.38			6.8
		Gainé	191	250*250	3	-	2		0.45		0.9
	3-5	Coude	191		3	5.4		1.2			6.5
		Gainé	191	250*250	3		0.5		0.45		0.23
		MFG	Diffuseur	191		3	5.4	-	-	-	
											51.8
504-506	6-22	Yp	604		5.5	18		0.28			5
		Gainé	413	400*250	5.1		5		1	5	10
506-507	6-22	Yb	413		5.1	16		0.58			11
		Gainé	191	250*250	3		2		0.45		0.9
	3-5	Coude	191		3	5.4		1.2			6.5
		Gainé	191	250*250	3		0.5		0.45		0.23
		MFG	Diffuseur	191		3	5.4				
											56
506-508	6-22	Yp	413		5.1	16		0.04			0.64
		Gainé	222	250*250	3.5		5		0.6		3
	3-5	Coude	222		3.5	7.5		1.2			9
		Gainé	222	250*250	3.5		2		0.6		1.2
	3-5	Coude	222		3.5	7.5		1.2			9
		Gainé	222	250*250	3.5		0.5		0.6		0.3
		MFG	Diffuseur	222		3.5	7.5				
											62.6
501-601	6-22	Yp	5000		8	38.5		0.28			10.8
		Gainé	1687	700*350	6.5		2.5		1	2.5	13.3
601-702	6-22	Yp	1687		6.5	25		0.06			1.5
		Gainé	872	700*225	6.2		2.5		1	2.5	2.5
	3-5	Coude	872		6.2	23.1		1.3			30
		Transitio	872		6.2	23.1		0.05			1.2
		Gainé	872	500*300	6.2		2		1	2	37.2

PARAMETRES POUR LIRE LES COEFFICIENT DE PERTE

NOEUD	TYPE	SOURCE	PARAMETRES	LOCAL COEFFICIENT
501-502	Y	6-34		
	Yb	6-22	$V_b/V_c=0.8$	0.29
			$Q_b/Q_c=0.3$	
	Trans.	5-1	$A_b/A_c=0.35$	0.5
			$A_1/A_2=1$	
				0.05
502-503	Yb	6-22	$Q_b/Q_c=0.26$	
			$A_b/A_c=0.4$	0.4
	Coude	3-5	$H/W=1$	
			$r/W=0.5$	1.2
502-504	Yp	6-22	$Q_b/Q_c=0.26$	
			$A_b/A_c=0.4$	0.28
			$A_b/A_s=0.56$	
504-505	Yb	6-22	$Q_b/Q_c=0.3$	
			$A_b/A_c=0.55$	0.38
	Coude	3-5	$A_b/A_s=0.9$	
			$H/W=1$	
			$r/W=0.5$	1.2
504-506	Yp	6-22	$Q_b/Q_c=0.3$	
			$A_b/A_c=0.55$	0.28
			$A_b/A_s=0.9$	
506-507	Yb	6-22	$Q_b/Q_c=0.5$	
			$A_b/A_c=0.6$	0.68
	Coude	3-5	$A_b/A_s=1$	
			$H/W=1$	
			$r/W=0.5$	1.2
506-508	Yp	6-22	$Q_b/Q_c=0.65$	
			$A_b/A_c=0.6$	0.04
	Coude	3-5	$A_b/A_s=1$	
			$H/W=1$	
			$r/W=0.5$	1.2
501-601	Yp	6-22	$Q_b/Q_c=0.32$	
			$A_b/A_c=0.3$	0.28
			$A_b/A_s=0.6$	

ALIMENTATION ETAGE 2

NOEUD	SOURCE	TYPE	DEBIT	SECTION	V	VP	L	COEFFICIENT PERTE LINEAIRE	PERTE	PERTE TOTALE
702-703	6-22	Yb	872		6.2	23.1		0.38		8.8
		Gaine	225	300*300	3		2.5		0.4	1
	MFG	3-5	Coude	225		3	5.4		1.2	6.5
		Gaine	225	300*300	3		0.5		0.4	0.2
		Diffuseur	225		3	5.4			10.4	26.9
702-704	6-22	Yp	872		6.2	23.1		0.28		6.5
		Gaine	647	400*300	5.6		5			5
704-705	6-22	Yb	647		5.6	18.9		0.46		8.7
		Gaine	205	300*300	2.7		2.5		0.3	0.8
	MFG	3-5	Coude	205		2.7	4.7		1.2	5.6
		Gaine	205	300*300	2.7		0.5		0.3	0.2
		Diffuseur	205		2.7	4.7			9.7	25
704-706	6-22	Yp	647		5.2	18.9		0.06		1
		Gaine	442	310*300	5.2		5		1	5
706-707	6-22	Yb	442		5.2	16.3		0.32		5.2
		Gaine	205	300*300	2.7		2.5		0.3	0.8
	MFG	3-5	Coude	205		2.7	4.7		1.2	5.6
		Gaine	205	300*300	2.7		0.5		0.3	0.2
		Diffuseur	205		2.7	4.7			9.7	21.5
706-708	6-22	Yp	442		5.2	16.3		0.06		1
		Gaine	237	300*300	3		5		0.4	2.5
	3-5	Coude	237		3	5.4		1.2		6.5
		Gaine	237	300*300	3		2.5		0.4	1
	MFG	3-5	Coude	237		3	5.4		1.2	6.5
		Gaine	237	300*300	3		0.5		0.4	2.2
		Diffuseur	237		3	5.4			10.4	30.1

ETAGE 2

PARAMETRES POUR LIRE LES COEFFICIENTS DE PERTE

NOEUD	TYPE	SOURCE	PARAMETRES	LOCAL COEFFICIENT
601-702	Yp	6-22	Qb/Qc=0.5 Ab/Ac=0.6	0.06
	Coude	3-5	Ab/As=0.78 H/W=0.3	
	Transitio	5-1	r/W=0.5	1.3
702-703	Yb	6-22	A1/A0=1 Qb/Qc=0.3	0.5
	Coude	3-5	Ab/Ac=0.6 Ab/As=0.8	0.38
			H/W=1	
			r/W=0.5	1.2
702-704	Yp	6-22	Qb/Qc=0.3 Ab/Ac=0.6	0.28
			Ab/As=0.8	
704-705	Yb	6-22	Qb/Qc=0.3 Ab/Ac=0.9	0.46
	Coude	3-5	Ab/As=1 H/W=1	
			r/W=0.5	1.2
704-706	Yp	6-22	Qb/Qc=0.3 Ab/Ac=0.9	0.06
			Ab/As=1	
706-707	Yb	6-22	Qb/Qc=0.5 Ab/Ac=1	0.32
	Coude	3-5	Ab/As=1 H/W=1	
			r/W=0.5	1.2
706-708	Yp	6-22	Qb/Qc=0.5 Ab/Ac=1	0.06
	Coude	3-5	Ab/As=1 H/W=1	
			r/W=0.5	1.2

CANALISATIONS DE RETOUR ETAGE 0 ET 1

NOEUD	SOURCE	TYPE	DEBIT	SECTION	V	VP	L	COEFFICIENT	PL	PERTE	PERTE TOTALE
108-106	HVAC	Grille	222		2.5	4				28.9	
		Gaine	222	356*254	2.5		0.2		0.25	0.05	
	3-5	Coude	222		2.5	4				1.3	
	6-3	Gaine	222	356*254	2.5					1.3	
		Tp	413		5	15.1		0.53		8	40
107-106	HVAC	Grille	191		2.1	4				18	
		Gaine	191	356*254	2.1		0.2		0.2	0.04	
	6-8	Tb	413		5	15.1		1.03		15.6	33.6
106-104		Gaine	413	356*254	5		5		1	5	
		Tp	604		5.5	18		0.38		6.84	11.8
105-104		Grille	191		2.1	4				18	
		Gaine	191	356*254	2.1		0.2		0.2	0.04	
		6-8	Tb	604		5.5	18		0.23		4.1
104-102		Gaine	604	460*254	5.5		5		1	5	
		Tp	815		6	21.7		0.38		8	13
103-102		Grille	211		2.4	3.5				28	
		Gaine	211	356*254	2.4		0.2		0.25	0.05	
		6-8	Tb	815		6	21.7		0.23		5
102-101	6-36	Gaine	815	630*254	6		7		1	7	
		90 X	5022		13	101.8		0.45		45.8	52.8

41

-----PARAMETRES POUR LIRE LES COEFFICIENTS DE PERTE-----

NOEUD	TYPE	SOURCE	PARAMETRES	COEFFICIENT
108-106	Coude	3-5	H/W=1.4	
			r/W=0.5	1.1
	Tp	6-3	Qb/Qc=0.5	0.53
107-106	Tb	6-8	Qb/Qc=0.5	
			Ab/As=1	1.03
			V<6	
106-104	Tp	6-3	Qb/Qc=0.3	0.38
105-104	Tb	6-8	Qb/Qc=0.3	0.23
			Ab/As=1	
104-102	Tp	6-3	Qb/Qc=0.3	0.38
			Ab/As=0.8	
103-102	Tb	6-8	Qb/Qc=0.3	0.23
			Ab/As=0.8	
102-101	90° X	6-36	Q1b/Qc=0.2	0.46
			Q1b/Q2b=1	
			A1b/Ac=0.5	
202-201	90° X	6-36	Q1b/Q2c=0.3	
			Q1b/Q2b=1	1
			A1b/Ac=0.5	

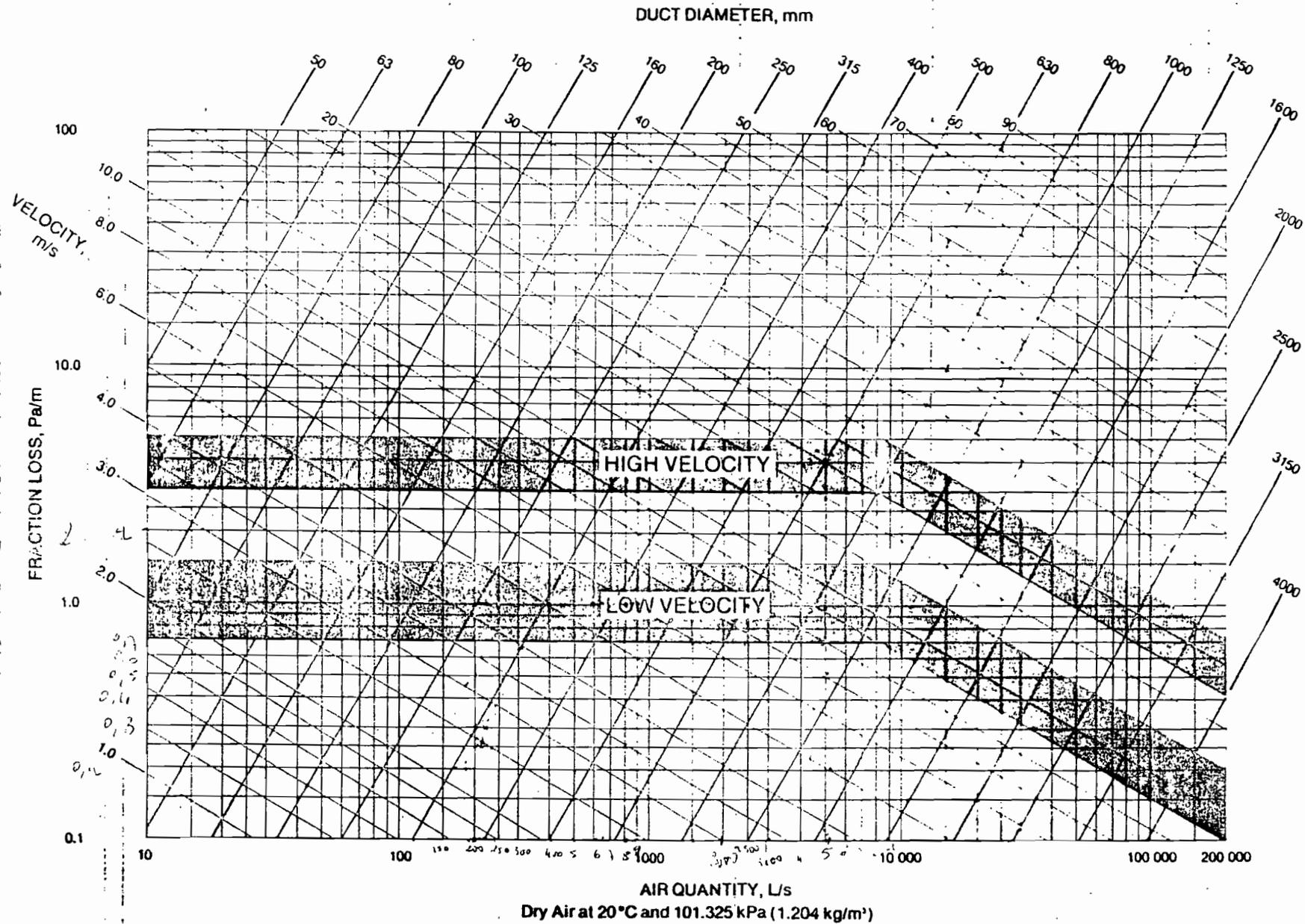
RETOUR ETAGE 2

NOEUD	SOURCE	TYPE	DEBIT	SECTION	V	VP	L	COEFFICIENT	PL	PERTE	PERTE TOTALE
308-306	HVAC	Grille	237		2.7	4.5				37.8	
		Gaine	237	356*254	2.7		0.2		0.3	0.06	
	3-6	Coude	237		2.7	4.5		1.1		5	
		Gaine	237	356*254	2.7		5		0.3	1.5	
	6-3	Tp	442		5.2	16.3		0.53		8.6	53
307-306	HVAC	Grille	205		2.5	4				28	
		Gaine	205	356*254	2.5		0.2		0.27	0.05	
	6-8	Tb	442		5.2	16.3		1.03		16.8	45
306-304		Gaine	442	400*254	5.2		5		1	5	
	6-3	Tp	647		5.6	18.9		0.38		7.2	12.2
305-304	HVAC	Grille	205	356*254	2.5	4				28	
		Gaine	205	356*254	2.5		0.2		0.27	0.05	
	6-8	Tb	647		5.6	18.9		0.33		6.2	34.3
304-302		Gaine	647	460*254	5.6		5		1	5	
	6-3	Tp	872		6	21.9		0.38		8.3	13.3
303-302	HVAC	Grille	225		2.6	4.1				27.3	
		Gaine	225	356*254	2.6		0.2		0.27	0.05	
	6-8	Tb	872	650*254	6	21.9		0.23		5	32.4
302-301		Gaine	872		6	21.9		7		7	
	6-33	Y	1750		6.1	22		0.23	1	5	12
301-201		Gaine	1750	459*650	6.1		2.5		0.7	1.75	
	6-36	90° X	3386		10	60.2		0.96		57.8	60
201-101		Gaine	3386	459*650	10		2.5		2	5	
	6-36	90° X	5000		13	101.8		0.72		73.3	78.3
101-100		Gaine	5000	459*650	13		0.4	3.5	1.4		
		Diffuseur	5000		13	101.8			50	51.4	

PARAMETRES POUR LIRE LES COEFFICIENTS

NOEUD	TYPE	SOURCE	PARAMETRES	COEFFICIENT
308-306	Coude	3-5	H/W=1.4 r/W=0.5	1.1
	Tp	6-3	Qb/Qc=0.5	0.53
307-306	Tb	6-8	Qb/Qc=0.5 Ab/As=1 V<6	1.03
306-304	Tp	6-3	Qb/Qc=0.3	0.38
305-304	Tb	6-8	Qb/Qc=0.4 Ab/As=0.9 V<6	0.33
304-302	Tp	6-3	Qb/Qc=0.3	0.38
303-302	Tb	6-8	Qb/Qc=0.3 Ab/As=0.7	0.23
302-301	Y	6-33	Qb/Qc=0.5 Ab/As=0.6	0.23
301-201	90° X	6-36	Qs/Qc=0.5	0.96
201-101	90° X	6-36	Qs/Qc=0.7	0.72
	Coude	3-5	H/W=1.44 r/W=0.5	1.1

Fig. 9 Suggested Velocity and Friction Rate Design Limits



Dry Air at 20°C and 101.325 kPa (1.204 kg/m<sup>3</sup>)

Table 11-1 RECOMMENDED NOISE CRITERIA FOR ROOMS\*

<b>Application</b>	
Broadcasting studios	NC 20-25
Concert halls	NC 20-25
Legitimate theaters	NC 25-30
Schoolrooms	NC 30-40
Apartments and hotels	NC 30-40
Assembly halls (amplification)	NC 30-35
Homes (sleeping area)	NC 25-35
Conference rooms	NC 25-35
Motion picture theaters	NC 30-35
Hospitals	NC 25-35
Churches	NC 20-30
Courtrooms	NC 30-40
Libraries	NC 30-40
Small private offices	NC 30-40
Restaurants	NC 35-45
Coliseums for sports only	NC 30-40
Stenographic offices	NC 35-50
Factories	NC 40-65

\* Reprinted by permission from *ASHRAE Handbook and Product Directory—Systems*, 1973.

- PDL 24\*24 avec 500 cfm et for way pour les chambres du dernier étage .

- PD-IR 12\*12 480 cfm pour toutes les autres chambres.

### 3.3 Choix des persiennes et volets

Volet de retour :

La perte sera due au té convergent et au volet.

Té :  $Q_b/Q_c = 0.9$  coef.=3.93

$v=6.7$   $v_p=26.5$   $\%P=104$  Pa = 0.42" of water

Volet : avec une vitesse de 5.9m/s et des volets de dimensions 48\*24 on trouve à la figure 11 p1-7  $\%P=0.02$  " of water. Donc  $\%P_{tot} = 0.44$ " of water.

Volet d'air neuf:

Donc la perte de A à B doit être de 0.44".

Soit une persienne de 1500 fpm "W" le graphique 3 donne

$\%P = 0.34$ " et comme surface libre  $1195/1500 = 0.8$  (18\*24) T.17.

La Table 2 du catalogue de la compagnie "JONSON" des volets 18\*24 avec un ratio de surface libre de 0.8 avec 1500 fpm et à la Table 12 p1-8 une perte de  $\%P=0.09$ " .

Pour raccorder la gaine de 48\*24 au caisson de 33\*105 il faut un diffuser .Soit le tableau 4-3 (duct design)  $A_1/A_2=3$ ,  $C=0.4$

avec  $v=1350$  fpm (6.8 m/s)  $VP=27.8$  Pa,  $\%P=11$  Pa

La perte de charge dans la gaine avec une longueur de 0.4 m et une vitesse de 7.6 m/s (1500 fpm) est de 3 Pa/m donc 1.2 Pa (0.005"). D'ou  $\%P_{tot} = 0.435 \sim 0.44$ " donc ces choix conviennent.

Volet de l'air rejeté:

$$\Delta P \text{ en C} = 0.53 \text{ Pa}$$

$$\text{si } v = 300 \text{ fpm}$$

$$\text{et face area ratio} = 0.7$$

on trouve une surface  $A = 4 \text{ ft}^2$  , donc un volet  $24 \times 24$

conviendrait avec une perte de 0.003".

Pour la conduite de rejet :

$v = 1.5 \text{ m/s}$  ,  $Q = 564 \text{ l/s}$  , perte linéaire =  $0.09 \text{ Pa/m}$ ,  
 $\Delta P = 0.036 \text{ Pa}$ .

### 3.4 Choix des ventilateurs

Pour sélectionner un ventilateur pour un système donne, il est nécessaire de connaître sa capacité et la pression totale requise .Les ventilateurs centrifuges sont les plus utilisés car ils peuvent d'une manière efficace véhiculer de grandes ou petites quantités d'air sur une large gamme de pression et avec un niveau de bruit relativement bas. Généralement un ventilateur est moins bruyant s'il opère aux environs de sont rendement maximum.

#### 3.4.1 Ventilateur de retour

Débit : 10642 cfm

Pression totale : 250 Pa = 1" of water

Vitesse de sortie: 960 fpm

Surface :  $50 \times 32 = 1600 \text{ in}^2 = 11.1 \text{ ft}^2$

$P = (960/4005)^2 = 0.06" \text{ of water}$ .

Pression statique : 0.94 " of water

Puissance totale:  $Q * \Delta P = 5022 * 10^{-3} * 250$

Puissance = 1256 W = 1.7 HP

Selection : 40 AFSW 450 RPM 2.3 BHP

### 3.4.2 Ventilateur d'alimentation

Débit : 10642 cfm

Pression totale:

conduites:	288
volets :	15
serpentin de refroidissement:	85
filtres :	28

Pression totale : 388 Pa = 1.6" of water

Vitesse de sortie : 960 fpm

Pression de vitesse: 0.06" of water

Pression statique : 1.54" of water

surface de sortie : 40\*40 in<sup>2</sup> = 11.1 ft<sup>2</sup>

vitesse à travers le serpentin : 450 cfm

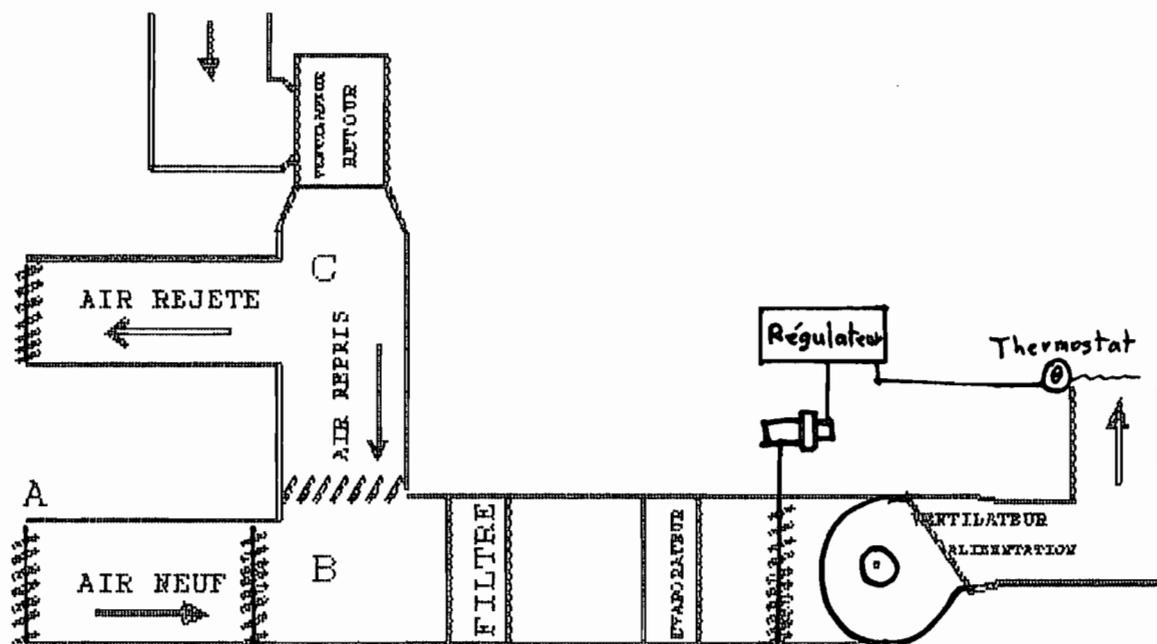
Puissance totale =  $Q * \Delta P = 5022 \text{ l/s} * 388 \text{ Pa}$

Puissance = 2000 W = 2.6 HP

Selection p.23 : No 25 (2-16.5)DWDI FC FAN

758 RPM 3.62 BHP

Nous pouvons voir le groupe de ventilation dans la figure suivante:



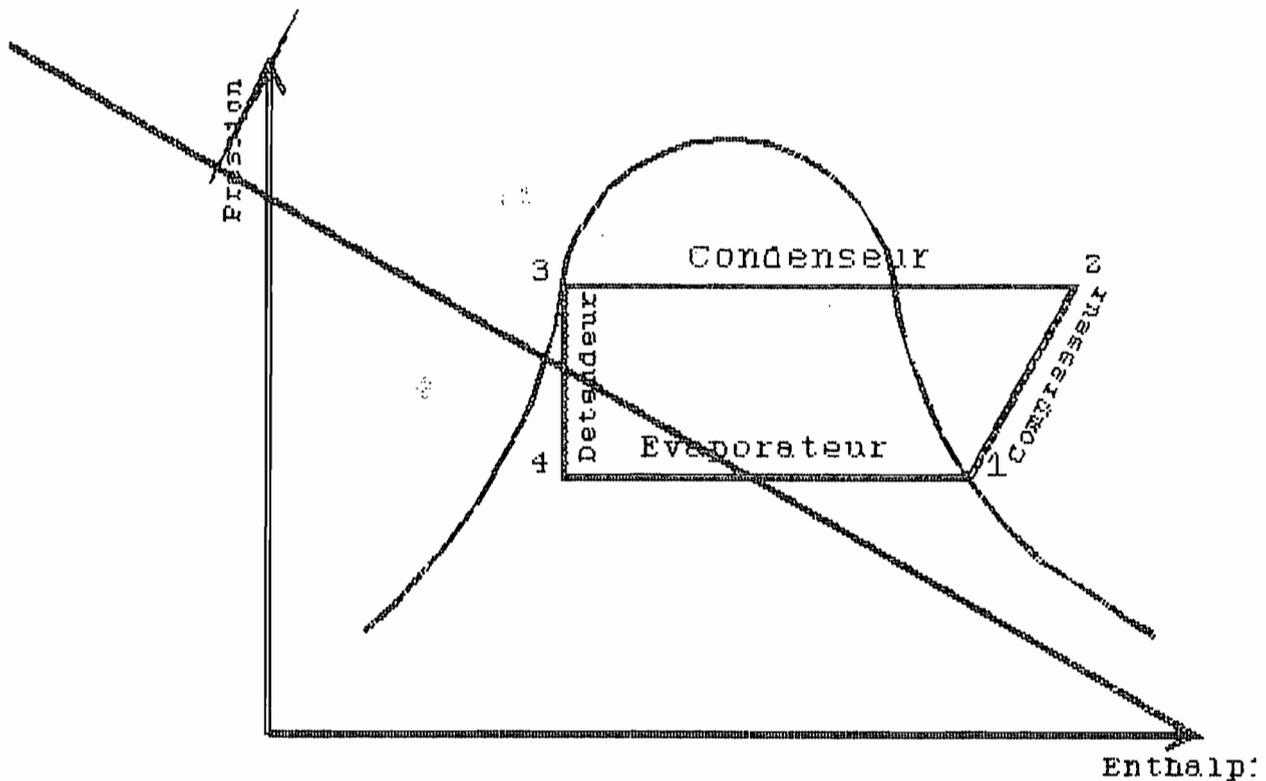
SCHEMA DU GROUPE DE VENTILATION

**CHAPITRE 4**  
**SYSTEME DE REFRIGERATION**

Dans un système de climatisation à air total , l'air , avant d'être distribué , doit être traité dans la chambre mécanique. Donc il nécessite un système de refroidissement qui peut être monobloc ou à éléments séparés suivant la taille du bâtiment à climatiser .

#### 4.1 COMPOSANTS

Le groupe frigorifique comprend généralement les éléments suivants à travers lesquels s'effectue le cycle du fluide réfrigérant , figure suivante.



CYCLE DU REFRIGERANT

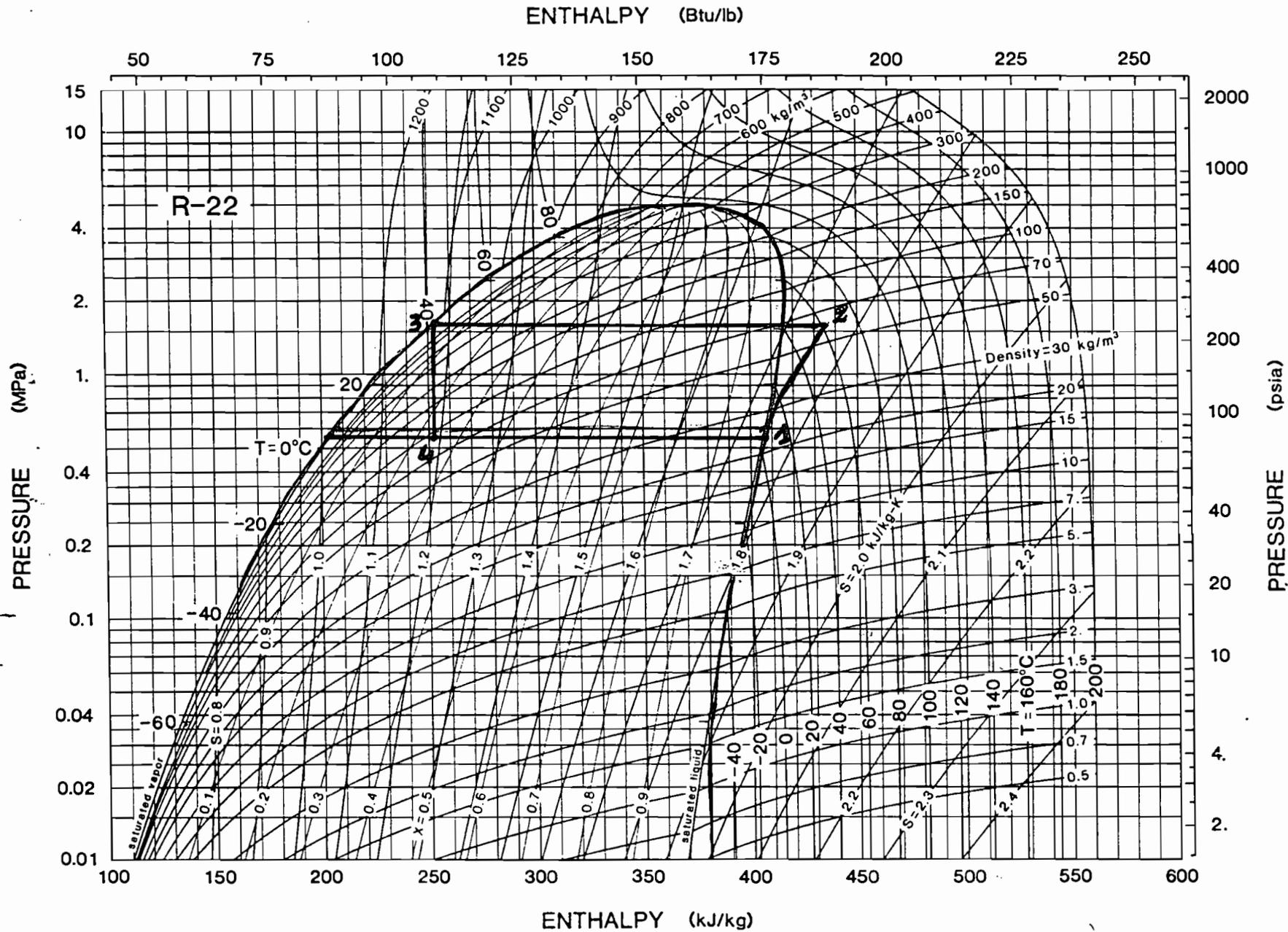


Fig. 6 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 22

Compresseur : point 1 au point 2

Il élève la pression du fluide frigorigène gazeux depuis la pression d'évaporation jusqu'à la pression nécessaire à la condensation. Pour les compresseurs semi-hermétique, le compresseur et le moteur d'entraînement sont enfermés dans un carter commun. Le moteur est placé à l'aspiration dans le courant du gaz qui en assure le refroidissement.

Dans le cas des compresseurs ouverts, le compresseur et le moteur d'entraînement forment deux blocs distincts.

Par ailleurs il existe certains problèmes liés au fonctionnement du compresseur et qu'il importe de mentionner de manière à pouvoir choisir un compresseur adéquat pour notre installation.

Quand un système doit travailler continuellement en charge minimum, des problèmes peuvent survenir qui affectent la durée de vie du compresseur. En marge de ces phénomènes, un faible débit gazeux fourni peut faire chauffer le moteur du compresseur, le retour de l'huile peut aussi être insuffisant pour assurer la lubrification de tous les éléments du compresseur.

Si la charge sur le système tombe suffisamment bas, la température d'aspiration peut tomber bien au dessous de 0°C avant que l'équilibre compresseur-évaporateur ne soit rétabli. Dans ce cas, la température finale de l'air quittant la batterie de l'évaporateur est trop basse, et l'humidité condensée givre sur la batterie. La formation de glace sur celle-ci réduit le débit d'air, les conditions d'échange s'aggravent encore et la

température d'aspiration chute encore.

Puisque le moteur des compresseurs hermétiques est refroidi par le gaz aspiré, toute réduction de l'écoulement de ce gaz se traduit pour le moteur par une élévation de sa température de marche, qui peut atteindre les limites de sécurité. Une défaillance des enroulements peut en résulter. Cependant, la plupart des compresseurs sont munis de dispositifs de sécurité incorporés. Ces sécurités thermiques coupent l'alimentation quand la température limite est atteinte.

Une certaine quantité d'huile de lubrification du compresseur est normalement entraînée par le fluide frigorigène dans le système frigorifique. Le mouvement régulier de l'huile à travers les canalisations et le retour au compresseur dépendent d'une vitesse suffisamment rapide du fluide frigorigène. Cependant, en charge minimum, le mouvement du fluide à l'intérieur du circuit est fortement réduit. L'huile se dépose dans l'évaporateur et dans les canalisations de refoulement et d'aspiration. Le niveau d'huile dans le compresseur peut alors être trop bas et entraîner des avaries.

Il est évident qu'un moyen de contrôle du compresseur est nécessaire pour régler le débit de la machine afin de l'adapter aux conditions de charge. Ce type de contrôle du compresseur peut prendre l'une des formes suivantes: Commutateur marche-arrêt, Moteur à deux vitesses, Régulateur de décharge du cylindre, By-pass par gaz chaud, Compresseurs multiples. Le contrôle de la puissance des compresseurs TRANE M et R, ce qui est donc valable pour notre compresseur qui est semi-ouvert, est

obtenu par régulateur contrôlé par solénoïde avec By-pass de gaz. Ce dispositif est incorporé à la culasse du compresseur.

Quand la charge diminue, la température et la pression baissent, le régulateur met la bobine solénoïde du modulateur sous tension. L'armature de celle-ci dégage l'orifice (D), le gaz comprimé passe par le circuit (E) et est dirigé vers le piston du régulateur, le piston et l'axe du clapet se déplacent dans le sens indiqué par la flèche, ouvrant la soupape; la surface du piston étant supérieure à celle de la soupape. Ceci permet au gaz sous pression d'entrer dans la chambre b qui le renvoie sur le côté basse pression du compresseur, déchargeant les deux cylindres de cette rangée. La pression à l'intérieur de la culasse baisse alors, le gaz étant dirigé sur le côté aspiration; ce qui provoque la fermeture du clapet de décharge, et l'isolement de la culasse, commune à tous les cylindres, du circuit de refoulement du compresseur. ( Fig)Le régulateur alimente la bobine et l'orifice D se ferme. Le gaz est enfermé au-dessus du piston du régulateur se comprime, s'écoule tout autour du piston et se dirige du côté aspiration par le couloir G. Le piston et l'axe de la soupape se déplacent bien dans la direction indiquée par la flèche, la pression de la soupape étant supérieure à celle exercée sur le piston, la soupape fermée, la pression à l'intérieure de la culasse augmente, et le clapet de décharge s'ouvre. Le gaz peut alors se diriger vers la chambre de compression du compresseur, par le circuit de décharge. En plus de cette culasse avec dispositif de décharge incorporé, commune à deux cylindres, ce type de compresseur Trane peut aussi être

ajoutée par ces diverses sources, le fluide gazeux atteint le compresseur très surchauffé, c'est-à-dire à une température plus élevée que la température de saturation correspondant à la pression du condenseur. Avant que la condensation ne puisse commencer, le gaz surchauffé doit d'abord être refroidi à la température de saturation, après quoi toute autre absorption de chaleur par le fluide en contact provoque la condensation du gaz.

En raison des restrictions apportées à l'utilisation de l'eau dans de nombreuses régions, l'air est de plus en plus utilisé pour le refroidissement dans les condenseurs. Les principales raisons en sont que : l'air est toujours disponible et n'a aucun problème de rejet; les frais d'installation sont plus faibles que ceux des autres moyens de condensation nécessitant la récupération de l'eau; et les frais d'entretien sont réduits. Les condenseurs à air ont maintenant des dimensions qui s'adaptent aux plus grands compresseurs alternatifs, aussi on peut les rencontrer dans diverses applications. Cependant ils ont certains inconvénients dont il faut tenir compte: d'importants volumes d'air doivent passer à travers le condenseur, ce qui peut à l'origine de problème de bruit, la puissance du condenseur à air tombe quand la température extérieure s'élève, c'est pourquoi la puissance nécessaire pour entraîner le compresseur à pleine charge est comparativement plus élevée; inversement, la capacité de condensation s'accroît quand la température sèche extérieure s'abaisse, ce qui peut créer des problèmes de fonctionnement à charge partielle; et des problèmes peuvent être rencontrés lors

MANUEL DE REFRIGERATION TRANE

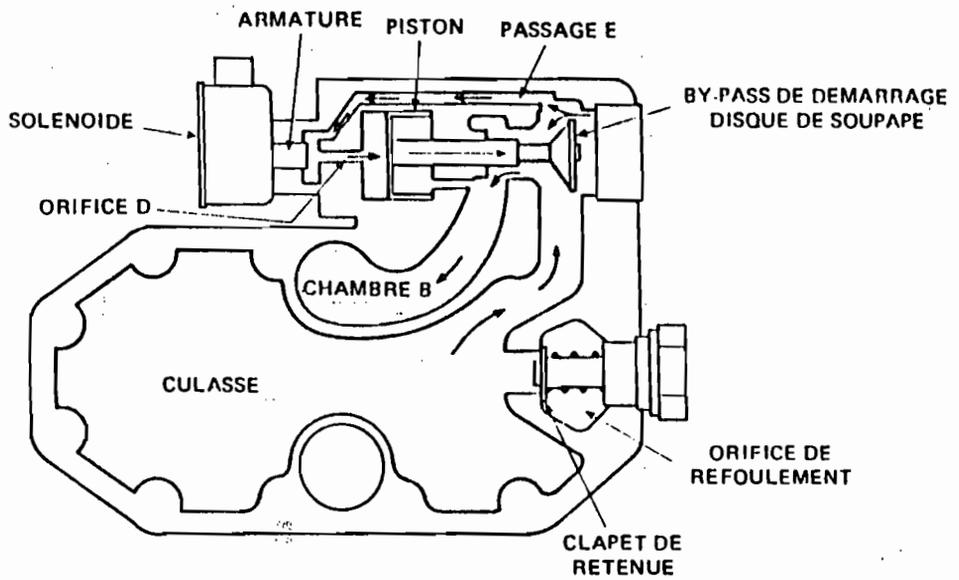


FIGURE 5-9

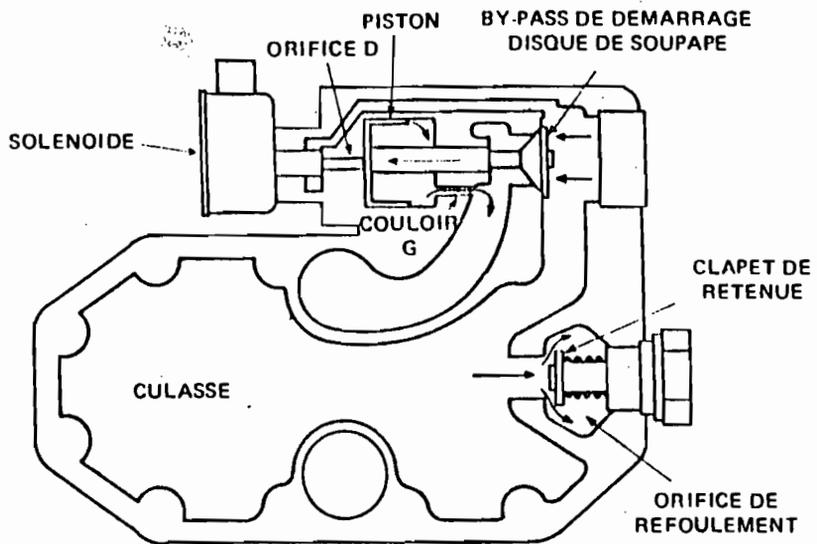


FIGURE 5-10

du démarrage par faibles températures sèches extérieures. Peut de choses peuvent être faites pour éviter les deux premiers inconvénients. Par contre, le problème de la charge partielle a été traité de différentes manières. Un moyen pour stabiliser la puissance de condensation en charge partielle est d'utiliser soit des moteurs de ventilation à vitesses multiples, soit plusieurs ventilateurs. Ces deux moyens permettent d'équilibrer la capacité de condensation du condenseur et la charge dans une gamme bien délimitée de températures ambiantes s'abaissant. Un condenseur à air moderne est disponible soit avec des ventilateurs hélicoides, soit avec des ventilateurs centrifuges. Mais si le condenseur est installé à l'extérieur, le ventilateur hélicoïde est généralement utilisé.

Détendeur thermostatique: point 3 au point 4

Quand on observe le déroulement du cycle frigorifique, il est évident qu'un moyen quelconque doit être prévu pour régler le débit du fluide frigorigène. Si trop peu de fluide y pénètre, il est rapidement évaporé, rendant inutile le reste de la surface d'évaporation. Au contraire si trop de fluide entre dans l'évaporateur, un peu de liquide passera sans être évaporé dans la conduite d'aspiration du compresseur. Si le fluide frigorigène atteint le compresseur, de sérieuses avaries peuvent survenir. Puisque le fluide frigorigène n'est pas compressible, sa présence à l'intérieur des cylindres du compresseur sera la cause de chocs qui peuvent se terminer par la rupture des clapets et des pistons. Le liquide atteignant le compresseur en petite quantité provoque un bruit de claquement gênant par lui-même.

L'entrée de fluide liquide dans le compresseur doit être évitée à tout prix. Pour alimenter l'évaporateur en fluide frigorigène, plusieurs méthodes ont été mises au point. La plus courante est celle qui utilise un détendeur thermostatique. Ce robinet fonctionne de telle sorte que la pression du fluide chute, qu'il commence à s'évaporer à l'instant où il entre dans l'évaporateur et qu'il le soit complètement avant de quitter l'évaporateur.

Le détendeur se compose d'un corps, d'un pointeau, d'un ressort, d'un diaphragme et d'un bulbe séparé du reste de l'appareil. Quand la charge diminue, la section du serpentín entre le point X à partir duquel le liquide est complètement évaporé et le bulbe étant utilisé seulement pour la surchauffe du gaz, absorbe moins de chaleur, réduisant la température du gaz surchauffé. Cette réduction de température du gaz refroidit le bulbe, la vapeur à l'intérieur du bulbe se condense, réduisant la pression, le diaphragme est alors repoussé vers sa position d'origine par le ressort. Ceci déplace le pointeau en direction du siège du clapet, fermant le détendeur. La position du pointeau dépend de la quantité de chaleur disponible au niveau du bulbe, et ce positionnement contrôle le débit de fluide frigorigène entrant dans l'évaporateur. La plupart des détendeurs sont munis d'un système de réglage de la tension du ressort, et par conséquent de la quantité de chaleur nécessaire au bulbe pour ouvrir le détendeur; ce qui permet de régler la surchauffe.

Si la charge augmente, la section de surchauffe du serpentín absorbe davantage de chaleur, et la température du gaz réchauffé

L'entrée de fluide liquide dans le compresseur doit être évitée à tout prix. Pour alimenter l'évaporateur en fluide frigorigène, plusieurs méthodes ont été mises au point. La plus courante est celle qui utilise un détendeur thermostatique. Ce robinet fonctionne de telle sorte que la pression du fluide chute, qu'il commence à s'évaporer à l'instant où il entre dans l'évaporateur et qu'il le soit complètement avant de quitter l'évaporateur.

Le détendeur se compose d'un corps, d'un pointeau, d'un ressort, d'un diaphragme et d'un bulbe séparé du reste de l'appareil. Quand la charge diminue, la section du serpentín entre le point X à partir duquel le liquide est complètement évaporé et le bulbe étant utilisé seulement pour la surchauffe du gaz, absorbe moins de chaleur, réduisant la température du gaz surchauffé. Cette réduction de température du gaz refroidit le bulbe, la vapeur à l'intérieur du bulbe se condense, réduisant la pression, le diaphragme est alors repoussé vers sa position d'origine par le

ressort. Ceci déplace le pointeau en direction du siège du clapet

s'élève. Cette augmentation de température du gaz réchauffe le bulbe , la pression de la vapeur à l'intérieure du bulbe s'élève et elle est transmise par le tube capillaire vers la chambre placée au dessus du diaphragme. Cette pression déplace le diaphragme vers le bas , dans le sens opposé à la tension du ressort. Ceci éloigne le pointeau du siège du clapet, ouvrant le détenteur .

Evaporateur: point 4 au point 1

C'est dans l'évaporateur que le fluide frigorigène absorbe de la chaleur , du fait de sa basse température et il s'évapore en même temps.

Les réseaux de tuyauteries:

Quel que soit le soin apporté au choix et à l'utilisation d'un groupe des problèmes de fonctionnement surgissent si le réseau de tuyauterie a été mal conçu et les tuyauteries mal disposées.

Déterminer un circuit frigorifique ce n'est pas seulement permettre l'écoulement du réfrigérant à l'état liquide vers l'évaporateur , et en phase gazeuse vers le compresseur, c'est aussi assurer une circulation correcte de l'huile tout au long du circuit.

Un compresseur devant être lubrifié, il s'en suit inévitablement que sur les parois des cylindres du réfrigérant et de l'huile se trouvent en contact ,ce qui à chaque compression entraîne une petite quantité d'huile dans la conduite de refoulement. En conséquence ,pour conserver une lubrification correcte du compresseur la circulation de l'huile doit être assurée en

dimensionnant les tuyauteries de façon à obtenir une certaine vitesse d'écoulement , en inclinant les tuyaux suivant une pente bien déterminée et en disposant là où c'est nécessaire , des pièges à huile . La difficulté pour assurer la circulation de l'huile vient du fait qu'au cours d'un cycle frigorifique , le fluide change d'état et que suivant l'état où il se trouve le mélange avec l'huile se fait où ne se fait pas . A l'état liquide le fluide frigorigène et l'huile se mélangent , il est facile de le faire circuler avec le réfrigérant ; par contre en phase gazeuse , comme cela est le cas dans la conduite de refoulement , l'huile se trouve pulvérisée sous forme de brouillard et ne se mélange plus au fluide frigorigène. Il faut alors provoquer des vitesses de gaz élevées , de telle sorte que l'huile qui se dépose sur les parois des tuyauteries puisse être entraînée vers les points bas de l'installation. A son débit minimal, un compresseur avec modulation de puissance assure des vitesses de gaz insuffisantes pour permettre une bonne circulation de l'huile dans les tuyauteries verticales. Pour rendre satisfaisante cette circulation , il faut ajouter au système une seconde tuyauterie et l'ensemble sera un système à double tuyauterie. Au débit minimal du compresseur , la vitesse du gaz est si réduite que l'huile peut s'accumuler dans le piège, ce qui provoque la déviation de l'écoulement du gaz par la tuyauterie de petit diamètre , qui doit être dimensionnée pour maintenir une vitesse de gaz suffisante pour assurer la circulation de l'huile avec ce débit minimale. Quand la pleine charge est rétablie , le piège à huile se vide, ce qui permet au fluide gazeux de passer à

nouveau par la tuyauterie de gros diamètre. Celle-ci doit être dimensionnée pour assurer une vitesse d'écoulement des gaz suffisante à pleine charge, ce qui correspond à des vitesses d'écoulement dans ces deux tuyauteries comprises entre 5 et 20 m/s.

#### Conduite de refoulement :

La fonction de la conduite de refoulement, ou tuyauterie de gaz chaud du compresseur, est de véhiculer le fluide frigorigène gazeux comprimé ainsi que l'huile entraînée du compresseur au condenseur. Cette conduite doit être dimensionnée de façon à assurer une vitesse d'écoulement au moins égale à 5 m/s dans les tuyauteries verticales et 2.5 m/s dans les tuyauteries horizontales. De plus la tuyauterie sélectionnée sera choisie dans un diamètre tel que la perte de charge totale créée soit inférieure à 41 kPa pour le réfrigérant R-22. La vitesse maximale du gaz recommandée à pleine charge est de 20 m/s. Des vitesses d'écoulement supérieures à 20 m/s créent généralement d'importantes pertes de charge et sont à l'origine de niveaux sonores élevés.

#### Conduite de fluide liquide :

Les conduites de fluide liquide ne posent aucun problème pour l'écoulement de l'huile de lubrification, car celle-ci se mélange très bien avec le réfrigérant. Les tuyauteries de fluide liquide peuvent cependant poser un problème, si la conception du réseau entraîne de brusques changements de température ou de pression. En effet le fluide frigorigène quittant le condenseur reste à l'état liquide tant que sa

température et sa pression restent à l'intérieur de certaines limites , mais au-delà de toute élévation de température ou baisse de pression provoquera la transformation en gaz d'une partie du réfrigérant . Et la présence de gaz à l'intérieur de la conduite de fluide est nuisible . Elle entraîne en effet une réduction de la capacité du détendeur , le gaz prenant une partie de la place destinée au liquide lors du passage au travers de l'orifice. Dans la plupart des cas la formation de gaz ne peut être causée par une élévation de la température , en effet le liquide quitte généralement le condenseur à une température plus élevée que l'air ambiant . Par contre l'origine de la formation de gaz est fréquemment d'ue aux pertes de charge dans les tuyauteries par la circulation du fluide à l'état liquide . Afin de conserver autant que possible les avantages du sous-refroidissement qui d'une part laisse une latitude dans la détermination de la conduite de fluide liquide , et d'autre part améliore l'effet frigorifique de l'évaporateur ; il est recommandé de dimensionner la conduite de fluide liquide pour des pertes de charge par frottement aussi faible que possible. Pour cela aussi la conduite doit être aussi courte et directe que possible.

#### Conduite d'aspiration :

La conduite d'aspiration doit être soigneusement étudiée pour assurer un retour uniforme du fluide frigorigène gazeux et de l'huile en suspension vers le compresseur. Si du fluide frigorigène ou de l'huile , ou les deux forment un bouchon liquide en atteignant le compresseur , celui-ci peut être

sérieusement endommagé. De même que pour la conduite de refoulement, les vitesses d'écoulement minimales à l'intérieur de la conduite d'aspiration doivent être maintenues à 2.5 m/s dans les parties horizontales et de 5 m/s dans les parties verticales où l'écoulement a lieu vers le haut. La perte de charge admissible à l'intérieur de la conduite d'aspiration est de 21 kPa pour le fluide R-22. Ceci garantie une variation de température du fluide saturé inférieure à 1°C. La raison pour laquelle les pertes de charge et les baisses de température à l'aspiration sont si importantes, est que la puissance du compresseur repose sur le rapport entre les pression de refoulement et d'aspiration. Toute augmentation de ce rapport réduit la puissance du compresseur. Une conduite montante de d'aspiration est étudiée de la même manière qu'une conduite de refoulement. Si la perte de charge est trop importante pour assurer une vitesse minimale de 5 m/s à la charge minimale, l'installation d'une double tuyauterie doit être envisagée. Dans tous les cas, la conduite d'aspiration doit être inclinée de l'évaporateur vers le compresseur. Ceci assure un libre écoulement dans l'évaporateur et dans la tuyauterie.

#### 4.2 CALCUL DES TUYAUTERIES

Les données de base sont :

Puissance totale 117 kW

Température d'aspiration 3°C

soit 2° environ en dessous de la température de la surface du serpentín pour tenir compte de l'épaisseur du tube.

Température de condensation	44°C
Type de réfrigérant	R-22
Sous-refroidissement	10°C
Modèle du compresseur	CUAB C40R

Comme chaque augmentation du sous-refroidissement de 1°C augmente la puissance du système de 1% environ, les 10°C de sous-refroidissement supplémentaire procurent une augmentation de la puissance jusqu'à : 128 kW .

#### 4.2.1 CONDUITE DE FLUIDE LIQUIDE

La caractéristique de puissance de la conduite de fluide liquide de la table 16-3 étant basée sur une température de condensation de 40°C et une température d'aspiration de 4°C , la table 16-3 est utilisée pour obtenir le facteur de correction qui correspond aux conditions de notre étude .

Les conditions à nouveau sont une température d'aspiration de 3°C et un sous-refroidissement de 10°C. Ceci donne une température du fluide liquide de 34°C. En utilisant la Table 16-2 avec une température d'aspiration de 3°C et une température de fluide liquide de 34°C on trouve une correction de 0.95 .En appliquant le facteur de correction :

$$128 * 1.06 = 135 \text{ kW}$$

Cette puissance corrigée est utilisée pour dimensionner la conduite de fluide liquide.

Une dimension provisoire doit être choisie . En estimant la longueur équivalente de la conduite de fluide liquide à 60 m , on se sert de la table 16-3 et on prend 135 kW ou la valeur immédiatement supérieure .

Tronçon condenseur - réservoir:

Si  $D=35$  mm ,  $\Delta P=12$  kPa , donc on peut utiliser une tuyauterie ayant comme diamètre 35 mm.

La longueur équivalente de la conduite de fluide liquide est donc déterminée avec une tuyauterie ayant un diamètre de 35 mm.

D'après la Table 16-5, les longueurs équivalentes des divers raccords sont :

2 Soupapes variables	31 m	62 m
Longueur de la conduite	10	10 m
Longueur équivalente totale		72 m

En utilisant la table 16-3 , la perte de charge approximative à l'intérieur d'une conduite de fluide liquide de 35 mm , ayant une longueur équivalente de 72 m et réalisant 128 kW est 10 kPa.

Tronçon réservoir - évaporateur :

Soit une longueur équivalente de 120 m. pour un diamètre de 41 mm la perte de charge est de 10 kPa.

En marche normale , l'écoulement du fluide passe par le filtre-déshydrateur . Par conséquent , les tés à l'entrée et à la sortie du filtre sont considérés comme des coudes à rayon court .

D'après la table 16-5 les longueurs équivalentes des raccords sont:

2 Coudes à court rayon (1.2 m)	2.4
1 Soupape solenoide (35)	35
1 voyant liquide (0.9) m	0.9

3 Coudes à grand rayon (0.8) m	2.4
3 Robinets d'équerre (10.1)	31.2
Poids du réfrigérant (2 m)	20
Longueur de conduite	7
Longueur équivalente totale	100 m

En utilisant la table 16-3, la perte de charge approximative à l'intérieur d'une conduite de fluide liquide de 41 mm de diamètre , ayant 100 m de longueur équivalente et réalisant 135 kW est 7 kPa . Enfin , la perte de charge attribuées au filtre-deshydrateur doit être prise en compte . D'après les données du fabricant , elle est 14 kPa pour un filtre propre. Ainsi la perte de charge totale à l'intérieur de la conduite de fluide liquide est de :  $7 + 10 + 14 = 31$  kPa ; donc la formation de gaz n'est pas à craindre .

La conduite de 41 mm de diamètre extérieur convient donc à cette application .

Les tronçons de canalisation qui prolongent la conduite de fluide liquide pour alimenter les deux section indépendantes de l'évaporateur débitent une quantité égale de fluide. C'est pourquoi elles sont dimensionnées sur la base d'une section égale. d'après la table 16-4, la section transversale d'une conduite de 41 mm est 1134 mm<sup>2</sup> . La dimension du tube qui divise le plus exactement possible cette partie en deux parties égales est le tube de 35 mm dont la section est 804 mm<sup>2</sup> . La section transversale combinée de deux conduites de 35 mm étant égale ou supérieure à la section de la conduite de 41 mm, des

tubes de 35 mm conviennent à cette usage.

#### 4.2.2 Conduite d'aspiration

Déterminons maintenant la conduite d'aspiration . La Table 16-7 étant établie pour une température de condensation de 40°C et une température d'aspiration de 4°C, la table 16-6 sera utilisée pour obtenir le facteur de correction correspondant aux conditions du projet. En consultant ce tableau , le facteur de correction est 1.08 . Appliquons ce facteur de correction :

$$128 * 1.08 = 140 \text{ kW}$$

Soit une longueur équivalente de 45 m , on trouve qu'une tuyauterie de 79 mm admettra une puissance de 150 kW avec une perte de 5 kPa. La longueur équivalente de cette conduite sera établie à partir d'une tuyauterie de 79 mm de diamètre .

D'après la table 16-5, les longueurs des différents raccords sont:

4 Coudes court rayon (2.4 m)	9.6
3 Coudes à court rayon (1.6)	4.8
1 Té direct (1.6)	1.6
1 Soupape (56)	56
Conduite	1.5
Longueur équivalente totale	71 m

En utilisant la table 16-5 , on voit que la perte de charge approximative dans une conduite d'aspiration ayant 71 m de longueur équivalente et admettant 140 kW est de 10 kPa alors que le maximum conseillé est de 21 kPa.

La vitesse des gaz dans ce tronçon de tuyauterie doit maintenant être contrôlée . Le diagramme 16-1, donnant des

vitesse de gaz correspondant à une température de condensation de 40°C et une température d'aspiration de 4°C, la puissance doit être corrigée en tenant compte de la table correspondante avant de l'utiliser. La table 16-8 avec une température condensation de 44°C et d'aspiration de 3°C donne un facteur de correction de 1.13. Avec ce facteur on aura :  $117 * 1.13 = 158 \text{ kW}$

D'après le diagramme 16-1 , la vitesse d'écoulement du gaz à pleine charge est 9 m/s. La vitesse maximum admissible étant de 15 m/s , donc celle de 9 m/s convient .

Quand le compresseur devra fournir seulement 25% de la pleine charge soit 39kW la vitesse de gaz correspondante sera 2.5 m/s , ce qui correspond à la vitesse minimum du gaz pour conduites horizontales .

#### 4.2.3 Conduite de refoulement

Le dimensionnement de la conduite de refoulement est semblable à celui de la conduite d'aspiration car les deux conduites font circuler du fluide frigorigène gazeux.

Puisque la table de puissance de la conduite de refoulement , table 16-10, est basée sur une température de refoulement de 40°C et une température d'aspiration de 3°C, un facteur de correction similaire est à appliquer pour avoir la puissance aux conditions du projet . D'après la Table 16-9, le facteur de correction est de 0.99 pour une température d'aspiration de 3°C et de condensation de 44°C . En appliquant ce facteur :

$$128 * 0.99 = 126 \text{ kW}$$

Le premier tronçon de conduite de refoulement à

considérer va du compresseur (B) à la base de la double conduite(C) . En estimant la longueur équivalente a 20 m, on trouve qu'une conduite de 41 mm convient pour 120 kW avec une perte de charge de 20 kPa.

D'après la Table 16-5, les longueurs équivalentes de divers raccords sont :

3 Coudes a grand rayon (0.7)	2.1
2 Coudes a court rayon (1.2)	2.4
1 Robinet d'équerre (décharge)	10.4

D'après la Table 16-10, la perte de à l'intérieur d'une conduite de refoulement de 41 mm de 14.9 m de longueur équivalente, transportant un volume de gaz équivalent à 120 kW est 10 kPa.

La vitesse de gaz à l'intérieur de ce tronçon doit être vérifié. Le diagramme des vitesses de gaz de refoulement , Diagramme 16-2, étant établi pour une température d'aspiration de 4°C et de refoulement de 40°C ,la puissance à considérer doit être corrigée. D'après la table 16-11 le facteur de correction pour les température de refoulement de 44°C et d'aspiration de 1°C est 0.99 .

En utilisant le diagramme 16-2, la vitesse de gaz à pleine charge a l'intérieur de cette conduite de 54 mm de diamètre extérieur est 14 m/s .

Le compresseur pouvant fonctionner à 25 % de sa puissance , soit 32 kW , la vitesse de ce gaz en charge minimum est 3.5 m/s .La conduite de 41 mm de diamètre extérieur convient donc bien a cette utilisation puisqu'elle assure des vitesses de

gaz en charge minimum comprises entre 2.5 m/s et 20 m/s.

Etant évident qu'une conduite simple dimensionnée pour maintenir la vitesse minimum requise de 5 m/s à l'intérieur de la colonne de refoulement produit une perte de charge et une vitesse de gaz excessives pour la charge minimum, un système à double colonne est donc nécessaire.

Etudions les parties du circuit à tuyauteries doubles. Le compresseur pouvant fonctionner à 25% de sa pleine puissance, la plus petite de la double conduite est à calculer pour faire circuler :

$$25 \% * 128 = 32 \text{ kW}$$

et la plus grosse conduite pour faire circuler :

$$75 \% * 128 = 95 \text{ kW}$$

Si l'on considère la plus grosse, de C à D en supposant que la longueur équivalente a 15 m et en utilisant la Table 16-10 avec 95 kW, on trouve qu'une conduite de 41 mm admettra une perte de charge de 10 kPa.

D'après la Table 16-5, les raccords ont les longueurs équivalentes suivantes:

1 Té direct	0.9	0.9
2 Coudes grand rayon	0.8	1.6
3 Coudes court rayon	1.2	3.6
1 Té dérivation	3.5	3.5
Longueur de conduite	5	5
Longueur équivalente totale		14.6 m

En utilisant la Table 16-10, la perte de charge à l'intérieur d'une conduite de 41 mm de 14.6 m de longueur équivalente, transportant 95 kW est de 10 kPa.

Appliquant le facteur de correction obtenu dans la Table 16-11, la puissance corrigée devient :

$$0.99 * 95 = 94 \text{ kW}$$

D'après le Diagramme 16-2, la vitesse d'écoulement du gaz dans une conduite de 41 mm à cette pleine charge est 9 m/s.

La tuyauterie la plus petite doit être dimensionnée pour une puissance de 32 kW. En estimant la longueur équivalente de cette tuyauterie à 10 m, et en utilisant la table 16-10, on trouve qu'une conduite de 29 mm admettra une perte de 6 kPa .

En utilisant ce diamètre de tuyauterie de 28 mm pour la détermination de la longueur équivalente des raccords à l'aide de la Table 16-5:

1 Té dérivation	2.4
1 Coude a rayon court	0.8
1 Té passage	0.8
Longueur de la conduite	5.6
Longueur totale équivalente	9.6

En utilisant la Table 16-10 la perte de charge dans une conduite de 29 mm de 9.6 m de diamètre .

Appliquant le facteur de correction obtenu dans la Table 16-11 :  $32 * 0.99 = 31.7 \text{ kW}$

D'après la le diagramme 16-2, la vitesse d'écoulement du gaz dans une conduite de 29 mm a ce minimum de charge est de 7 m/s.

Le tronçon D-E est identique au tronçon C-D.

Enfin calculons le tronçon E-F allant du haut de la double conduite au condenseur.

En supposant une longueur équivalente de 36 m et en utilisant la Table 16-10 avec une puissance corrigé de 126 kW on trouve qu'une conduite de 54 mm admettra 20 kPa . La longueur équivalente des raccords étant tirée de la Table 16-5 on aura :

1 Robinet d'équerre	11.9
1 Coude a grand rayon	1
Longueur de conduite	0.6
Longueur équivalente totale	13.5 m

D'après la Table 16-10, la perte de charge dans une conduite de 54 mm et de 13.5 m de longueur équivalente totale , transportant un volume correspondant a 126 kW est approximativement de 5 kPa .

Appliquant le facteur de correction obtenu dans la Table 16-11, la puissance corrigée devient :

$$126 * 0.99 = 124 \text{ kW}$$

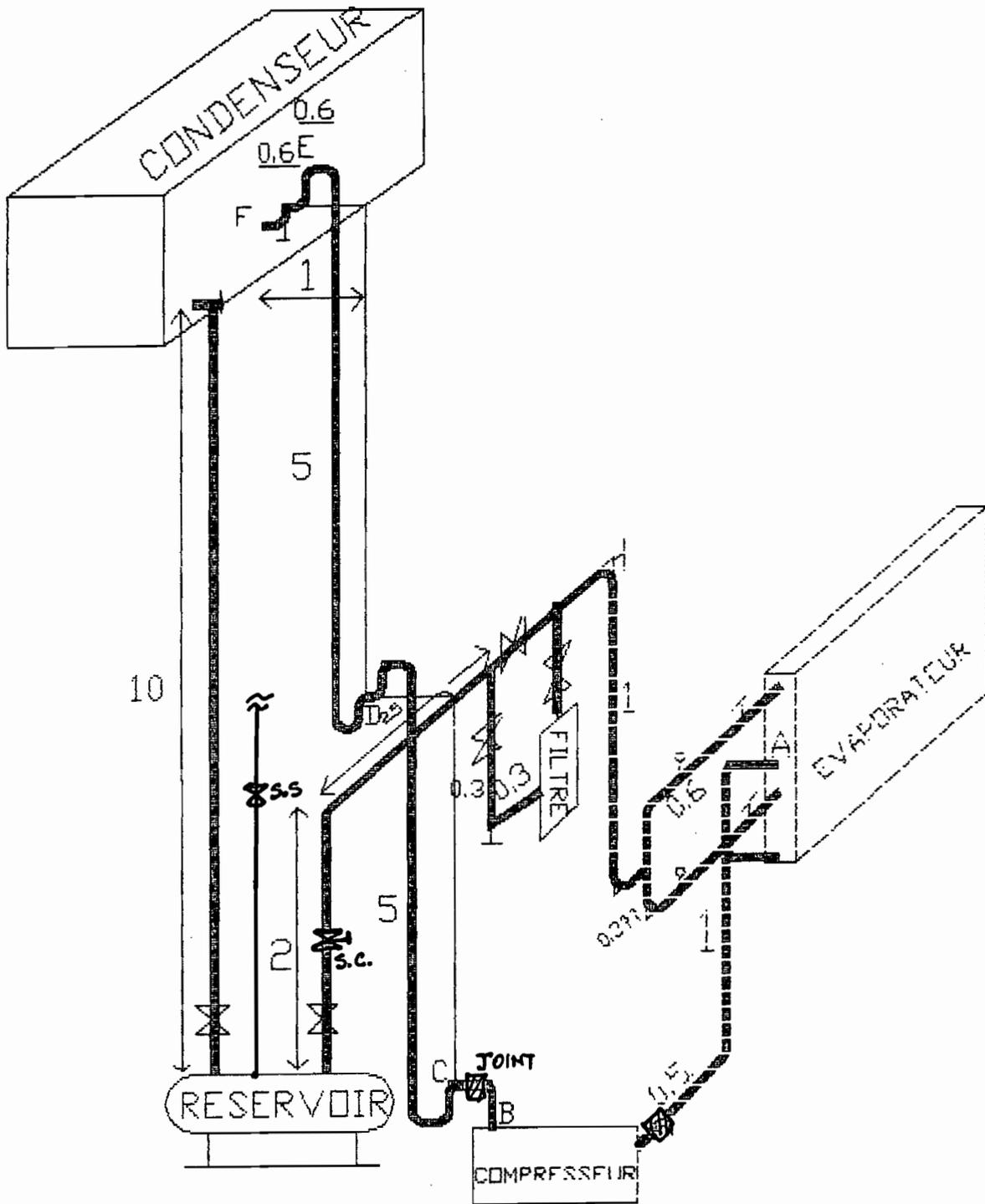
D'après le diagramme 16-2, la vitesse d'écoulement dans une conduite de 54 mm sera pour la pleine charge de 7 m/s.

Avec une charge minimum de 39 kW, elle sera approximativement de 2.5 m/s.

Additionnons les pertes de charge obtenues dans chacun des tronçons de la conduite de refoulement.

B-C	10
C-E	20
E-F	7
Total	37 kPa

La perte de charge totale dans la conduite de refoulement est légèrement inférieure à 41 kPa considérée comme



SCHEMA DU CIRCUIT DE REFRIGERATION

une valeur à ne pas dépasser.

Pour réaliser les réseaux de tuyauterie avec le R-22 ,il est préférable d'utiliser les tubes en cuivre et du fait qu'il s'agit d'un excellent solvant qui dissout la graisse et les impuretés, les tuyauteries de fluide frigorigène doivent être rigoureusement propre .

#### 4.3 CHOIX DES COMPOSANTS

Le choix de chacun des appareils suivants est basé sur la procédure décrite dans le catalogue TRANE .

##### 4.3.1 Compresseur

Notre compresseur doit remplir les conditions suivantes:

Puissance 117 kW ou 33 tonnes

Température d'aspiration : 3°C ou 37°F

Température de condensation : 44°C ou 111°C

Dans la Table 15.2 du document COM-DS-1 TRANE , on peut choisir le compresseur CUAB C40R.

Capacité  $38 / (1.075 * (1 + 18 * 0.0045)) = 38.3$  Tons

Consommation électrique 37 kW

EER =  $38.3 * 12 / (37 + 0.35) = 12.3$

Données électrique Table 22-1 p.22 :

C40R Tension nominale 230 V

Voltage range 207 - 253 V

choix : CUAB C40 3 R

Le compresseur est livré avec ses éléments de contrôle.

##### 4.3.2 Evaporateur

Document : C - D COIL - 1 .April 1983

Débit :  $5022 \times 10^{-3}$  m/s ou 10642 cfm

Vitesse max : 450 fpm ( P.7.12 B Table 111\_9 Cours EPM Août

Face area :  $10642/450 = 24$  f<sup>2</sup>

Table 20 P.98 : dimensions 33" \* 105"

L'air est refroidit de

de : 26.4°C ou 79.5°F DB avec 19.2°C ou 66.6°F WB

donc une enthalpie de 31.4 Btu/lb

à : 14.9°C ou 58.8°F DB avec 12°C ou 53.6°F WB

donc une enthalpie de 22.4 Btu/lb

et un volume massique de  $v = 13.2$  f<sup>3</sup>/lb

Cooling load :  $(31.3 - 22.2) * 4.5 * 10642 = 435000$  Btuh

Capacité/Face area =  $435000/24 = 18$  mBh/f<sup>2</sup>

Selection p.85:

Pour 79.5/66.6 EAT et 37°F Succion Temperature

à 450 fpm on peut choisir: 3 Rows et

Fin 15

MBH = 17.5

LDB = 57

LWB = 54

NC = 0.8

$0.8 * 24 = 19.2$

facteur de correction pour 30"

pour 114" : 1.03

MBH =  $17.5 * 1.03 = 18$

Air friction = 0.34 in of water ( carte 3 p 98)

#### 4.3.3 Condenseur

Document : DS.ACDS. TRANE (3-120)

Cooling load : 33 Tonnes

Evaporateur : ST 37°F

Compresseur : CU A C40 R

Température ambiante : 95°F

Choix : CAUB C30

Diagramme 18.2 p18

Tcond	TD	Capacité (Mbh)	Tons	Nfactor	Capacité/N(Tons)
115	20	282	23.5	1.34	17.5
135	40	560	46.7	1.44	32.4

Percent due to subcooling 7.8 (Fig. 19-1)

System Capacity :  $1.078 * 32 = 34.5$  Tons

#### 4.3.4 Détendeur

Tcond = 44°C

Pression de condensation à 44°C 1689 kPa

Perte de charge dans la conduite de fluide liquide 17 kPa

Pression résultante à l'entrée du détendeur 1672.2 kPa

Tévap. = 3°C

Pression d'évaporation 531 kPa

Différence de pression dans le détendeur 1141 kPa

Température du fluide liquide 43°C - 10°C(ss ref.) 34°C

Correction pour la puissance (à 34°C au lieu de 37.8°C) 1.03

Lorsqu'on prend 1207 kPa comme perte de charge, avec une puissance de 121 kW on obtient une capacité de :

$$121 * 1.03 = 125 \text{ kW}$$

La Table 9.2 p.41 (Manuel de réfrigération TRANE nous permet de choisir un détendeur TER. 26 H (Alco valve Company) avec réglage extérieur.

4.3.5 Caisson de refroidissement

Unit climate changer Size # 25 Carte 2

Cooling coil Table 56 33" \* 105"

Filter box :

Medium capacity

Dimensions 33 \* 108

Unit size 21

Perte de charge avec 450 fpm Table 58: 0.11 in of

Water.

#### 4.3.6 Protection et contrôle

A cause du fait qu'un système frigorifique doit satisfaire des besoins en froid qui varient d'un faible pourcentage de sa puissance à celle nominale, une commande automatique est nécessaire sur les appareils pour mesurer les variations de la demande et les traduire par des modulations de la production frigorifique. Les automatismes peuvent soit régler la marche du système, soit assurer la sécurité.

Pour le compresseur, la pression d'huile est contrôlée à l'aide d'un pressostat différentiel, tandis que celle du fluide l'est à l'aide d'un pressostat combiné haute pression basse pression.

La capacité du condenseur à air est variée en général par un registre, par thermostat ou par flood-back.

Les moteurs électriques des installations frigorifiques nécessitent un certain appareillage de commande tel que les démarreurs et des dispositifs de protection tel que les fusibles, les relais thermiques et les disjoncteurs.

Tous ces appareils de contrôle, de régulation et de protection accompagnent les composants choisis.

## CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

Ce projet de fin d'étude consistait à étudier la possibilité de climatiser un bâtiment qui est déjà construit, donc le but recherché n'est pas d'installer le système conçu car les modifications que requiert un tel projet seraient lourdement coûteuses. C'est pourquoi un projet de climatisation central est en général étudié en collaboration avec les architectes pour que l'installation puisse se faire sans trop de problèmes. Pour un bâtiment déjà construit, il est plus facile pour le climatiser de choisir des climatiseurs individuels ou des armoires de climatisation à soufflage direct qui sont beaucoup plus simples à installer.

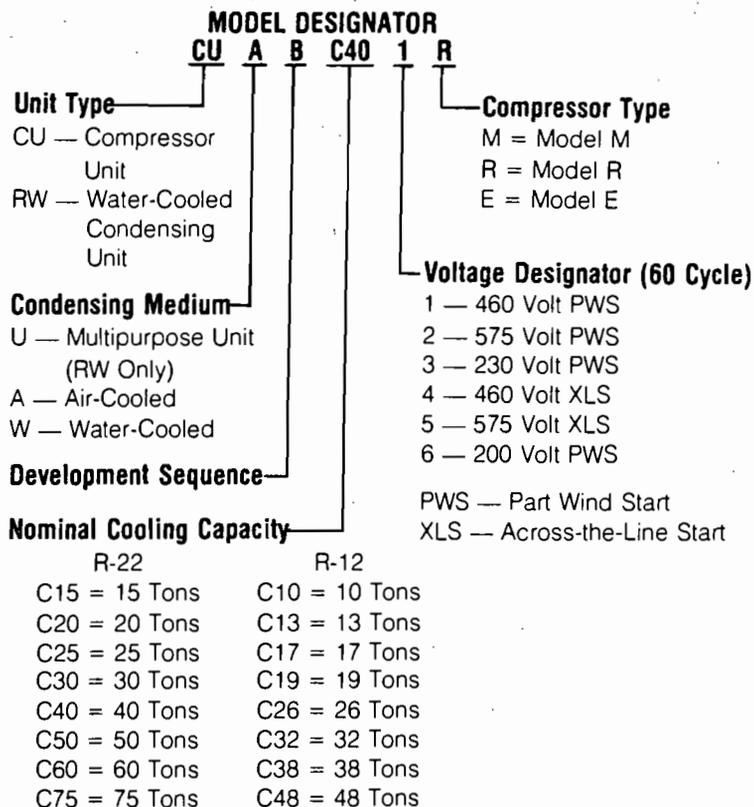
Nous avons essayé de faire une étude économique pour avoir une estimation du coût global d'une telle installation en dehors du coût de la main d'oeuvre, mais pour des problèmes de temps et de fournisseur des composants choisis, nous n'avons pas pu obtenir les informations nécessaires si ce n'est le prix de quelques composants, ce qui ne nous permet pas d'estimer le coût total.

Néanmoins, le but recherché était d'appliquer la procédure de calcul d'un système de climatisation pour un bâtiment donnée, et pour notre cas, il s'agissait du bâtiment H1 des dortoirs pour étudiants.

Cependant du fait que les spécifications des composants sont disponibles, il est possible en contactant directement la compagnie TRANE d'obtenir les prix.

**ANNEXES**

# SELECTION PROCEDURE



ated suction temperature with the suction gas being superheated to 40 F. The condensing temperature is 125 F. A remote air-cooled condenser will provide 20 F of subcooling.

## 1. Initial Unit Selection

The performance data is cataloged by compressor size. Enter the performance tables on pages 14 through 16 and select the unit that will meet the specified tonnage. For this example, the unit that will provide 25 tons at 25 F saturated suction temperature and 125 F condensing temperature would be a CUAB C40R which can be found in Table 15-2.

## 2. Correct for Subcooling

Catalog values include 16 F of subcooling. To determine the unit capacity and EER with 20 F of subcooling, first derate unit capacity by 7.5 percent and then add 0.47 percent for every 1 F of subcooling. Therefore:

$$\text{Capacity} = 26.6 \text{ tons} \div (1.075) \times [1 + (20 \times .0047)] = 27.1 \text{ tons}$$

$$\text{EER} = (27.1 \times 12) \div (36.3 + .35) = 8.9 \text{ EER}$$

## 3. Final Unit Selection

The above procedure shows the proper selection for this example is an CUAB C40R operating as follows:

Capacity 27.1 Tons  
 Compressor Power Input: 36.3 kw  
 Unit EER: 8.9 (Power inputs include compressor and control power.)

The performance data notes indicate unloading should be limited to two steps to assure proper motor cooling and oil temperature.

## PERFORMANCE DATA

The capacity, power draw and EER (energy efficiency ratio — Btu/watt-hour) for R-22 units is presented on pages 14 through 16. Data for R-12 units is on pages 17 through 19.

All unit capacities are based on 15 F of superheat at saturated suction temperatures 10 F and above, and 20 F of superheat at saturated suction temperatures below 10 F. There is 16 F of subcooling included in all performance data. Capacities without subcooling can be obtained by derating the tabulated data by 7.5 percent. Capacities with different amounts of subcooling can then be obtained by adding 0.47 percent for every 1 F of subcooling.

Linear interpolation may be used to determine values that fall within the range of tabulated data. For information on ratings outside the catalog range, contact your local Trane sales office.

The shaded table areas indicate some limitation of unloading is recommended if the unit is to operate for prolonged periods in that range. An adequate refrigerant mass flow must be provided so sufficient cooling of the motors, oil (M and R compressors) and unloader O rings (E compressor) is maintained.

## COMPRESSOR UNITS (CUAB, CUWB)

The following procedure applies to the selection of semi-hermetic compressor units. Select the unit for the following conditions:

A low temperature system requires 25 tons of refrigeration using R-22. The evaporator, at design, will operate at 25 F satur-

## WATER-COOLED CONDENSING UNITS (RWUB)

The following procedures apply to the selection of water-cooled condensing units. There are two examples. The first is used to determine the condenser gpm required to obtain a specific condensing temperature and, therefore, capacity. The second is used to determine unit capacity if a condenser gpm is specified.

### EXAMPLE 1: Calculation of required condenser gpm

Select the unit for the following conditions:

A condensing unit is required to provide 30 tons of refrigeration when supplied 85 F cooling tower water with a fouling factor of .0005. The evaporator will operate at 25 F saturated suction temperature with the suction gas being superheated to 40 F.

## 1. Initial Unit Selection

The performance data is cataloged by compressor size. Enter the performance tables on pages 14 through 19 and select the unit that will meet the specified tonnage at the given suction temperature. Without additional information given, water-cooled condensing temperatures are normally 20 F above the entering condenser water temperature. For this example, the unit that will provide 30 tons at 25 F saturated suction temperature and 105 F condensing temperature would be an RWUB C40R, which can be found in Table 15-2.

## The Energy Efficient 10 to 30-Ton Model M Compressor

The industrial-grade Model M compressor is designed for high efficiency and reliable operation. And for even greater energy savings, optional condenser shells are available to better match condensing unit performance and capacity to specific job needs. Often times these optional selections result in up to a half month per year of free operation when compared to standard selections! In addition, when the Model M compressor is used with a water-cooled condenser, an extra subcooler surface is provided. This energy-saving surface offers additional capacity without using additional power.

The benefits derived from the Model M don't stop here. Consider the Model M's reliable operation. The Model M is designed specifically for air-cooled condensing. This means it operates more reliably over a greater range than compressors which are not designed for these tough conditions.

Evidence of the Model M's rugged construction includes ring valves made of H11 steel. This alloy has an endurance limit 50 percent higher than that used in conventional valves. In fact, H11 steel is so strong it's used in aircraft landing gear! The M com-

pressor also includes a double motor protection system which prevents excessive compressor wear or damage by quickly detecting improper operating conditions.

### QUIET OPERATION

The Model M compressor is designed for quiet operation. Its low speed, 1,750 rpm motor, configured gas passages and compressor housing are all designed to internally muffle gas pulsations. Optional hot gas mufflers, specifically tuned to the dominant frequencies of each model, in addition to sound attenuating enclosures around the entire compressor, are available for applications where noise criteria are especially critical.

### A FULL LINE

Model M compressors are available in eight sizes — 10 ton, 13 ton, 15 ton, 17 ton, 19 ton, 20 ton, 25 ton and 30 ton — between R-12 and R-22 refrigerants. They also feature 200, 230, 460 and 575-volt nominal 60 Hertz options with a  $\pm 10$  percent voltage utilization range. And for overseas use, 50-cycle voltage options are available.

High-Strength Ring Valves provide a greater safety margin between the maximum valve operating stress level and the valve endurance limit.

Electric Unloaders help assure positive unloading. They feature only three moving parts for more reliable operation.

### MODEL — M

Double Motor Protection System helps assure long life by preventing excessive compressor wear and damage.

Double Mesh Strainer provides clear suction gas by trapping oil mist, liquid refrigerant droplets and foreign matter.

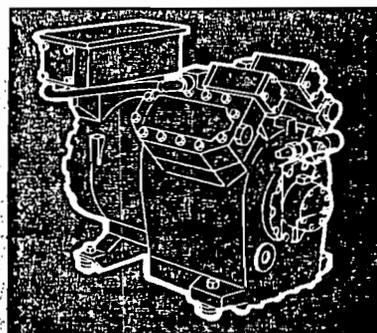
Heavy-Duty Motors feature a  $\pm 10$  percent voltage utilization range and high torque capabilities.

Crankcase Heater, located in a well in the access cover, eliminates direct heater contact with the oil which prevents carbonization.

Magnetic Disks, which line the bottom of the crankcase, remove particles from the oil to provide a higher quality lubricating medium.

Enlarged Internal Gas Passages minimize refrigerant gas pressure drops which increases compressor efficiency.

Positive Lubrication System assures continuous oil flow regardless of crank position. And its fast prime oil pump with zero end clearance provides instantaneous priming and oil delivery to all bearing surfaces.



**TRANE**

For Energy Fitness.™

TABLE 15-1 — CUAB, CUWB & RWUB C30M

SUCTION TEMP. (° F)	CONDENSING TEMPERATURE (° F)																				
	85°			95°			105°			115°			125°			135°			145°		
	TONS	KW	EER	TONS	KW	EER	TONS	KW	EER	TONS	KW	EER	TONS	KW	EER	TONS	KW	EER	TONS	KW	EER
-10	11.2	16.9	7.8	10.0	17.4	6.8	8.9	17.8	5.9	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
-5	13.2	18.0	8.7	11.9	18.8	7.5	10.8	19.4	6.6	9.7	19.9	5.8	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0	15.4	19.1	9.6	14.0	20.1	8.3	12.8	21.0	7.2	11.6	21.7	6.4	10.5	22.2	5.6	—	—	—	—	—	—
5	17.7	20.0	10.5	16.3	21.3	9.1	14.9	22.3	7.9	13.6	23.3	6.9	12.3	24.0	6.1	11.1	24.5	5.4	—	—	—
10	20.3	21.0	11.5	18.7	22.4	9.9	17.2	23.7	8.6	15.8	24.8	7.6	14.3	25.7	6.6	12.9	26.4	5.8	—	—	—
15	23.0	21.8	12.5	21.3	23.5	10.8	19.7	25.0	9.4	18.1	26.2	8.2	16.4	27.3	7.2	14.8	28.2	6.3	—	—	—
20	25.9	22.6	13.6	24.1	24.5	11.7	22.3	26.1	10.2	20.5	27.6	8.8	18.7	28.8	7.7	16.9	29.9	6.7	—	—	—
25	29.0	23.3	14.7	27.0	25.3	12.7	25.0	27.2	11.0	23.1	28.8	9.5	21.1	30.3	8.3	19.2	31.6	7.2	—	—	—
30	32.2	24.0	15.9	30.1	26.1	13.7	27.9	28.1	11.8	25.8	30.0	10.2	23.7	31.6	8.9	21.5	33.2	7.7	—	—	—
35	35.6	24.6	17.2	33.3	26.9	14.7	31.0	29.0	12.7	28.6	31.0	11.0	26.3	32.9	9.5	24.1	34.7	8.3	21.8	36.4	7.2
40	39.2	25.2	18.5	36.7	27.5	15.9	34.1	29.8	13.6	31.6	32.0	11.8	29.2	34.1	10.2	26.7	36.2	8.8	24.3	38.2	7.6
45	43.0	25.6	19.9	40.2	28.1	17.0	37.5	30.5	14.6	34.8	32.9	12.6	32.1	35.2	10.9	29.6	37.6	9.4	27.0	39.9	8.1
50	47.0	26.1	21.4	43.9	28.6	18.3	41.0	31.1	15.7	38.1	33.7	13.5	35.3	36.3	11.6	32.5	38.9	10.0	29.9	41.6	8.6

CUAB ONLY ABOVE 115 F CONDENSING TEMPERATURE

TABLE 15-2 — CUAB, CUWB & RWUB C40R

SUCTION TEMP. (° F)	CONDENSING TEMPERATURE (° F)																				
	85°			95°			105°			115°			125°			135°			145°		
	TONS	KW	EER	TONS	KW	EER	TONS	KW	EER	TONS	KW	EER	TONS	KW	EER	TONS	KW	EER	TONS	KW	EER
-10	16.4	18.7	10.3	11.6	18.5	7.3	8.2	18.3	5.3	6.2	18.1	4.1	5.8	17.8	3.8	—	—	—	—	—	—
-5	18.5	20.7	10.6	14.1	20.8	8.0	10.9	21.0	6.2	8.9	21.0	5.0	8.0	20.9	4.5	8.4	20.8	4.8	—	—	—
0	20.9	22.4	11.0	17.0	23.0	8.7	13.9	23.4	7.0	11.8	23.7	5.9	10.6	23.9	5.2	10.3	23.9	5.1	—	—	—
5	23.6	24.0	11.7	20.0	24.9	9.5	17.1	25.7	7.9	14.9	26.3	6.7	13.3	26.7	5.9	12.5	26.8	5.5	—	—	—
10	26.7	25.3	12.5	23.4	26.7	10.4	20.5	27.8	8.8	18.2	28.7	7.5	16.3	29.3	6.6	14.9	29.7	6.0	—	—	—
15	30.0	26.5	13.4	26.9	28.3	11.3	24.3	29.7	9.6	21.7	30.9	8.3	19.5	31.8	7.3	17.6	32.4	6.5	—	—	—
20	33.7	27.6	14.5	30.8	29.7	12.3	28.0	31.4	10.6	25.4	32.9	9.2	22.9	34.1	8.0	20.6	35.0	7.0	—	—	—
25	37.6	28.4	15.7	34.8	30.9	13.4	32.0	33.0	11.5	29.3	34.8	10.0	26.6	36.3	8.7	23.9	37.4	7.6	—	—	—
30	41.9	29.1	17.1	39.1	31.9	14.6	36.3	34.4	12.6	33.4	36.5	10.9	30.5	38.3	9.5	27.4	39.7	8.2	—	—	—
35	46.5	29.5	18.7	43.7	32.7	15.9	40.8	35.5	13.6	37.8	38.0	11.8	34.6	40.1	10.3	31.2	41.9	8.9	27.8	43.3	7.6
40	51.3	29.8	20.4	48.5	33.4	17.3	45.5	36.5	14.8	42.3	39.4	12.8	38.9	41.9	11.1	35.3	44.0	9.6	31.6	45.7	8.2
45	56.5	29.9	22.4	53.6	33.8	18.8	50.4	37.4	16.0	47.0	40.6	13.8	43.5	43.4	11.9	39.7	45.9	10.3	35.7	48.1	8.9
50	62.0	29.8	24.6	58.8	34.1	20.5	55.5	38.0	17.4	52.0	41.6	14.9	48.3	44.8	12.8	44.3	47.7	11.1	40.2	50.3	9.5

CUAB ONLY ABOVE 115 F CONDENSING TEMPERATURE

TABLE 15-3 — CUAB, CUWB & RWUB C50R

SUCTION TEMP. (° F)	CONDENSING TEMPERATURE (° F)																				
	85°			95°			105°			115°			125°			135°			145°		
	TONS	KW	EER	TONS	KW	EER	TONS	KW	EER	TONS	KW	EER	TONS	KW	EER	TONS	KW	EER	TONS	KW	EER
-10	17.9	24.1	8.8	14.4	23.9	7.1	11.6	23.9	5.8	9.5	23.9	4.7	8.0	24.0	4.0	—	—	—	—	—	—
-5	20.9	26.0	9.5	17.7	26.5	7.9	15.0	26.9	6.6	12.7	27.3	5.5	10.9	27.7	4.7	9.5	28.0	4.0	—	—	—
0	24.3	27.7	10.4	21.3	28.8	8.8	18.6	29.8	7.4	16.2	30.5	6.3	14.0	31.1	5.3	12.1	31.6	4.6	—	—	—
5	28.1	29.3	11.4	25.2	30.9	9.7	22.5	32.3	8.3	19.9	33.5	7.1	17.4	34.3	6.0	15.0	35.0	5.1	—	—	—
10	32.3	30.6	12.5	29.5	32.8	10.7	26.6	34.6	9.2	23.8	36.1	7.8	21.0	37.3	6.7	18.2	38.1	5.7	—	—	—
15	36.9	31.7	13.8	34.0	34.4	11.8	31.1	36.7	10.1	28.0	38.5	8.7	24.9	40.0	7.4	21.8	41.1	6.3	—	—	—
20	41.9	32.7	15.2	38.9	35.8	12.9	35.8	38.4	11.1	32.5	40.7	9.5	29.1	42.5	8.2	25.6	43.8	7.0	—	—	—
25	47.3	33.5	16.8	44.1	36.9	14.2	40.7	40.0	12.1	37.2	42.6	10.4	33.5	44.7	8.9	29.8	46.4	7.6	—	—	—
30	53.2	34.1	18.5	49.6	37.9	15.6	46.0	41.2	13.3	42.2	44.2	11.4	38.2	46.7	9.8	34.2	48.7	8.4	—	—	—
35	59.4	34.5	20.5	55.5	38.6	17.1	51.4	42.3	14.5	47.4	45.5	12.4	43.2	48.4	10.6	39.0	50.8	9.1	34.6	52.9	7.8
40	66.0	34.7	22.6	61.6	39.0	18.8	57.2	43.0	15.8	52.8	46.6	13.5	48.4	49.9	11.6	44.0	52.8	10.0	39.7	55.3	8.6
45	73.0	34.7	25.0	68.1	39.3	20.6	63.2	43.5	17.3	58.5	47.5	14.7	53.9	51.1	12.6	49.4	54.5	10.8	45.0	57.5	9.3
50	80.5	34.5	27.7	74.9	39.2	22.7	69.5	43.7	18.9	64.4	48.0	16.0	59.6	52.1	13.7	55.1	56.0	11.7	50.8	59.6	10.2

CUAB ONLY ABOVE 115 F CONDENSING TEMPERATURE

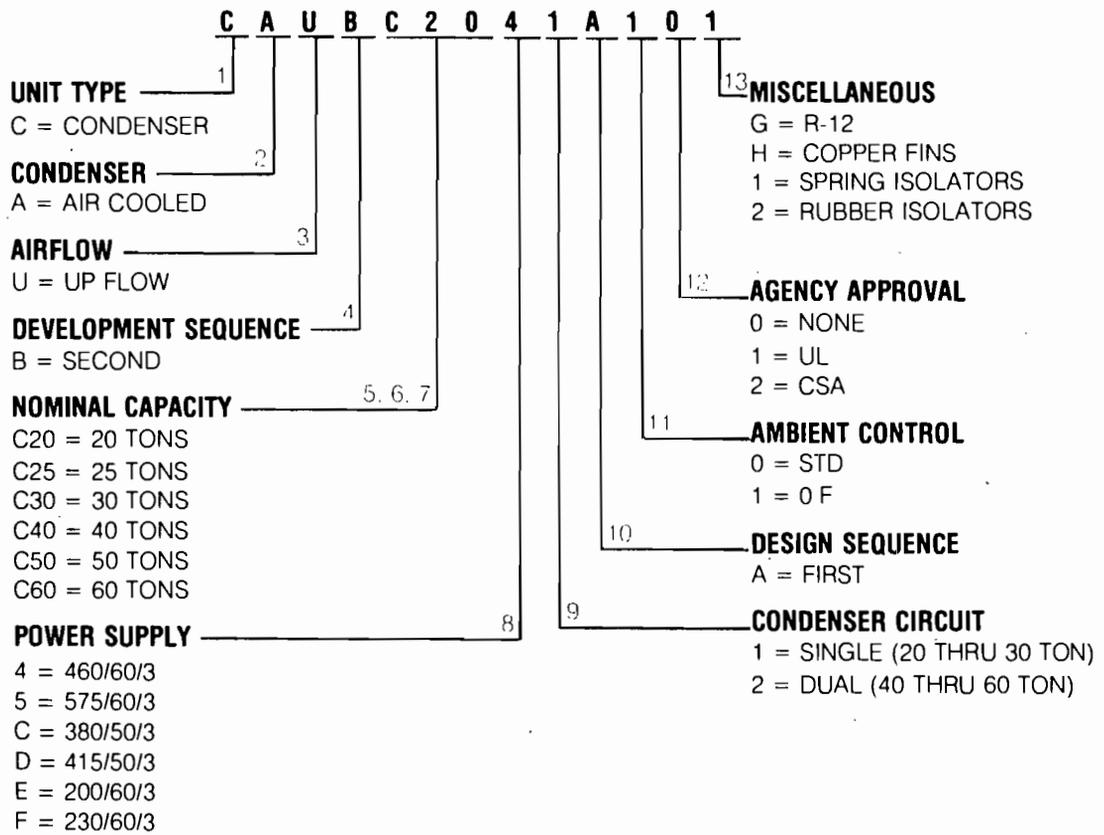
PERFORMANCE DATA NOTES:

1. Maximum condensing temperature for RWUB and CUWB units is 115 F.
2. Ratings are based on 16 F of subcooling.
3. Interpolation between points is permissible.
4. Extrapolation is not permitted.
5. If the design point is in the white area, the compressor can operate down to the minimum step of unloading (four steps on Model E, three steps on Model M & R). If the design point is in the dark shaded area, and prolonged compressor operation is expected, it is recommended unloading be limited to two steps. No unloading is recommended in the light shaded areas.
6. Power input (KW) is for compressor only.
7. EER = Energy Efficiency Ratio (BTU/Watt-Hour). Power inputs include compressor and control power.
8. Optional lower lift suction valves are recommended on units with Model E compressors for suction temperatures of 10 F or lower.

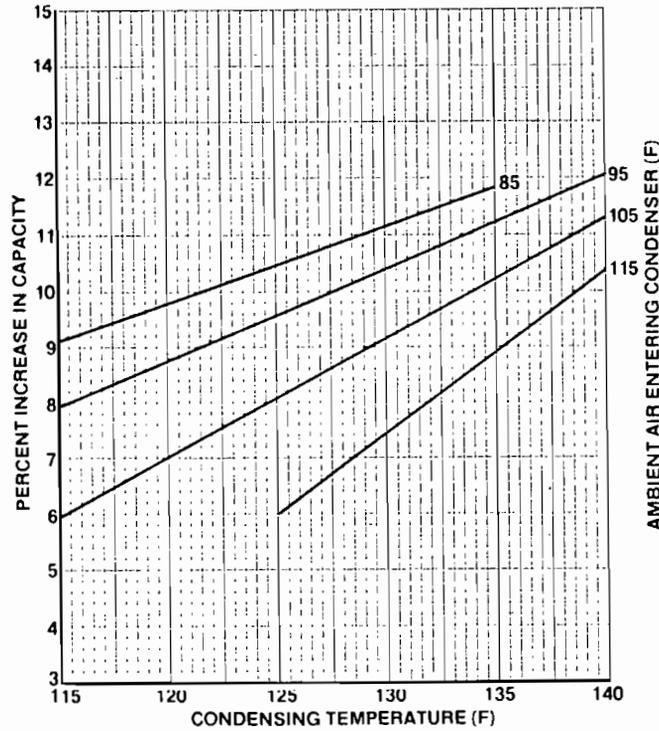


## MODEL NUMBER

### 20-60-TON AIR-COOLED CONDENSERS



**CHART 19-1 — Compressor-Condenser Capacity Increase Due To Subcooling (R-12 And R-22)**



**TABLE 19-1 — N Factor — Semihermetic Compressors**

COND. TEMP.	SATURATED SUCTION TEMPERATURE (F)				
	30	35	40	45	50
110	1.34	1.32	1.29	1.27	1.25
115	1.36	1.34	1.31	1.29	1.27
120	1.40	1.37	1.34	1.32	1.30
125	1.43	1.40	1.37	1.34	1.32
130	1.48	1.44	1.40	1.38	1.35
135	1.52	1.48	1.44	1.41	1.38
140	1.58	1.54	1.49	1.45	1.42
145	1.65	1.59	1.54	1.49	1.46

NOTE:  
In order to determine N factor for HCUA units, find proper factor corresponding with the proper suction and condensing temperature from Table 19-1. This factor should be adjusted by adding or subtracting the correction value from Table 19-2.

**TABLE 19-2 — Compressor N Factor Correction**

COMPRESSOR	CORRECTION FACTOR
HCUA 015M	+0.02
020M	—
025M	-0.01
030M	+0.01
040R	-0.02
050R	-0.04
060R	-0.04
075E	-0.02
100E	-0.04

**TABLE 19-3 — N Factor — Open Compressors**

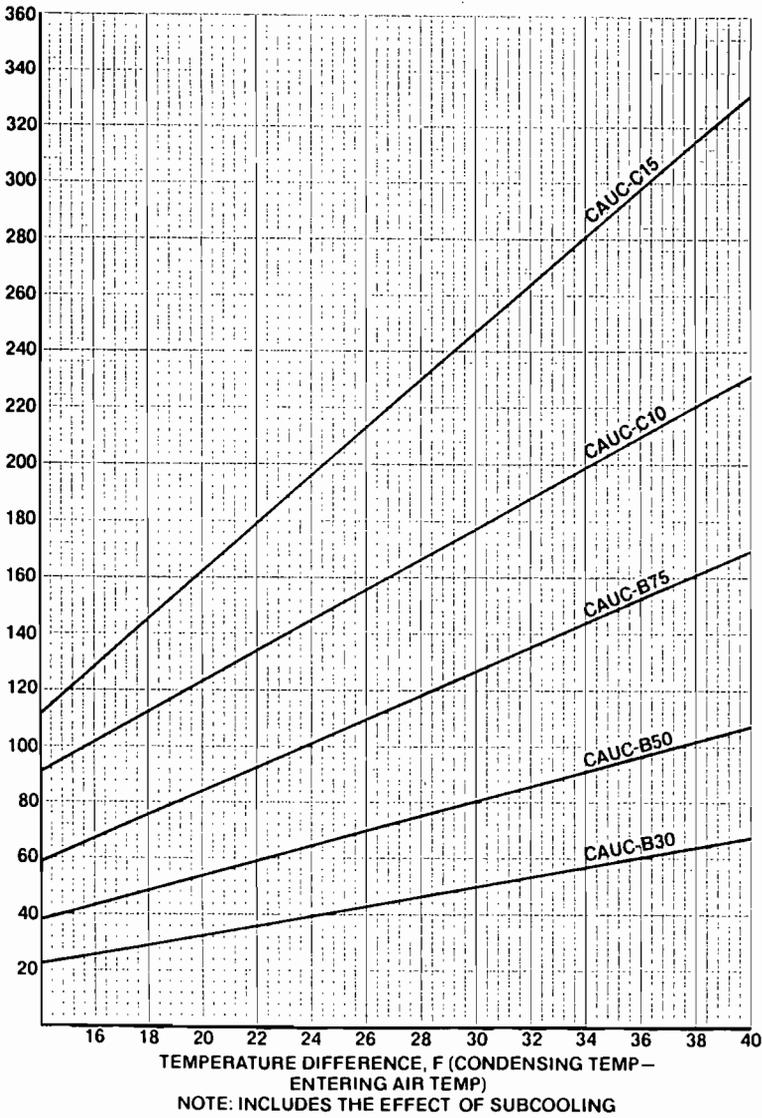
COND. TEMP.	SATURATED SUCTION TEMPERATURE (F)				
	30	35	40	45	50
110	1.245	1.225	1.215	1.195	1.175
115	1.260	1.240	1.230	1.210	1.190
120	1.275	1.255	1.245	1.225	1.205
125	1.290	1.270	1.260	1.240	1.220
130	1.305	1.285	1.275	1.255	1.235
135	1.320	1.300	1.290	1.270	1.250
140	1.335	1.315	1.305	1.285	1.265

**TABLE 19-4 — Altitude Correction Multiplier**

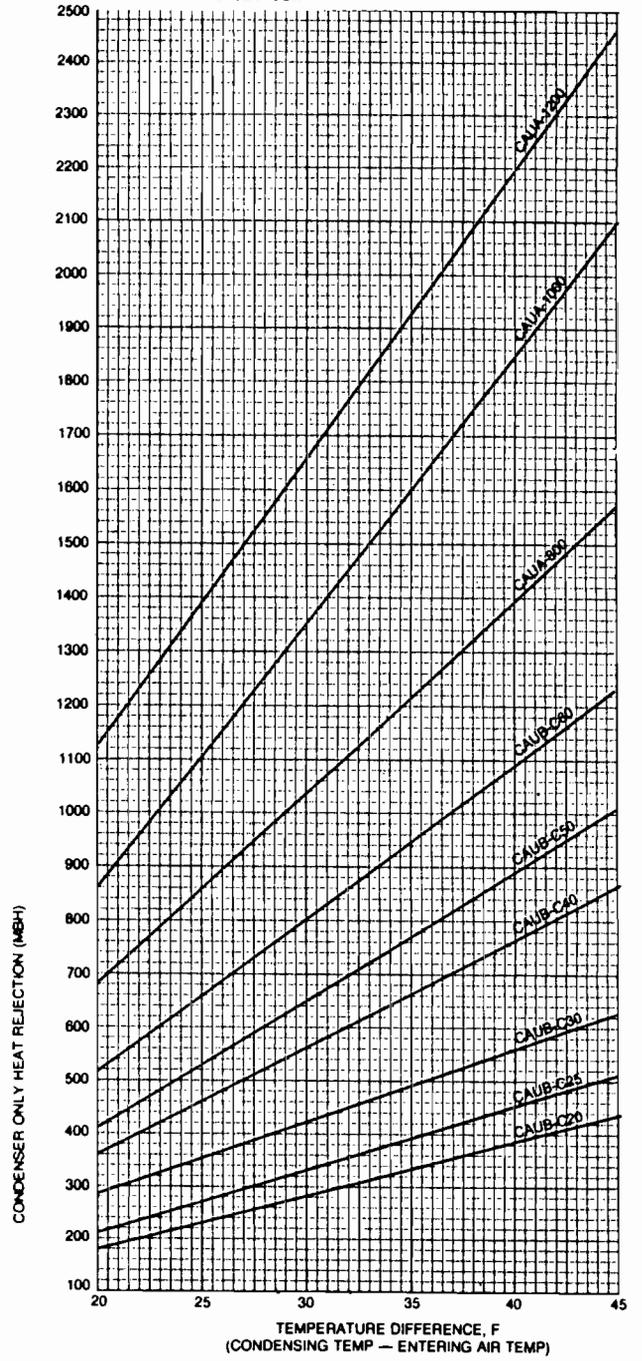
ALTITUDE (FT)	2000	4000	6000	8000	10,000
AIR-COOLED CONDENSER	0.977	0.949	0.917	0.881	0.843



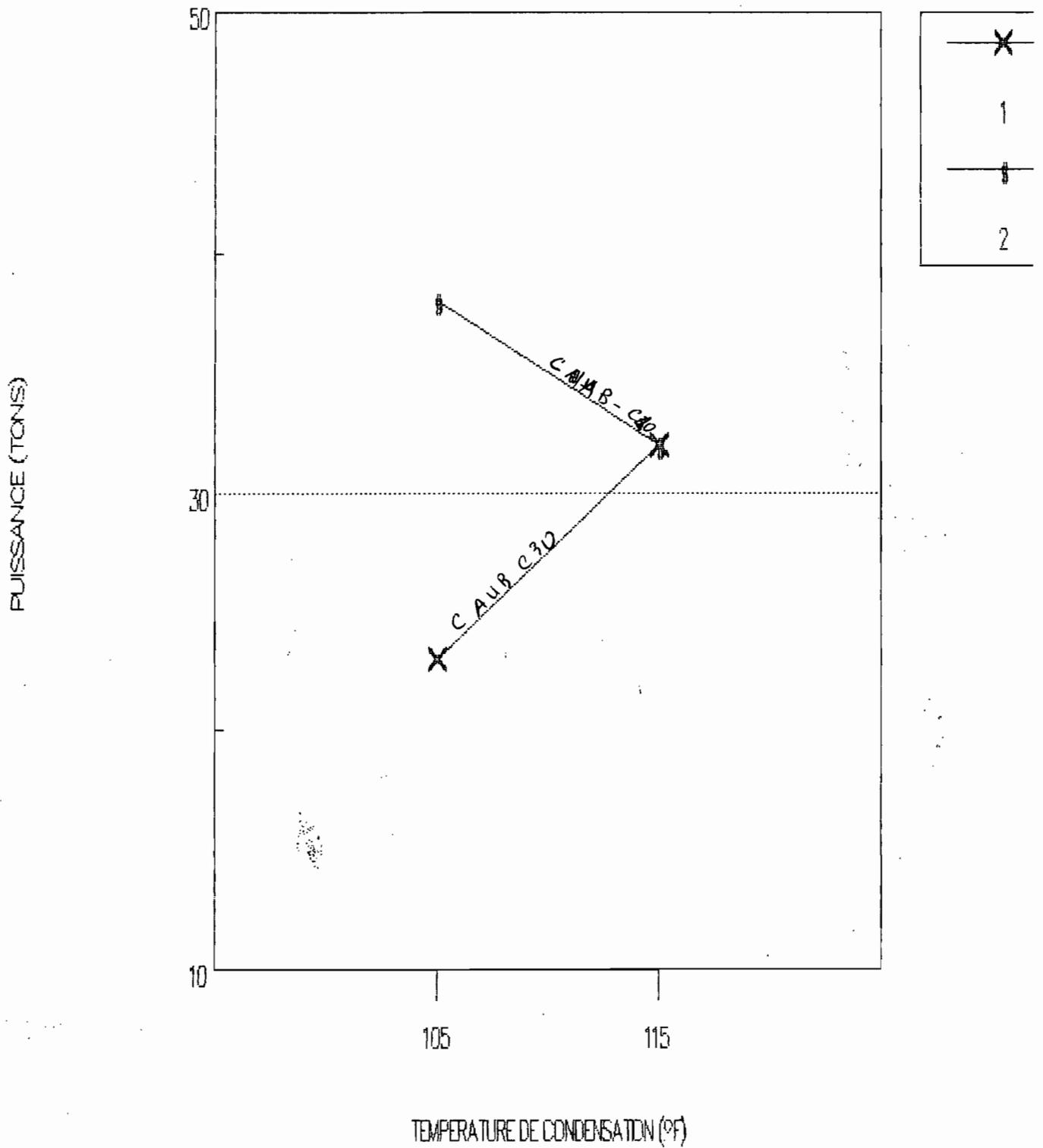
**CHART 18-1 — Condenser Heat Rejection Capacity (R-22) 3-15 Ton**



**CHART 18-2 — Condenser Heat Rejection Capacity (R-22) 20-120 Ton**



# SELECTION DU CONDENSEUR



# SELECTION PROCEDURE

Convenient mix-match selection tables, combining CAUA's and CAUB's with other Trane refrigeration equipment, are provided in Table 11-2 to 16-2. When selecting a combination of equipment or conditions which is not listed it becomes necessary to match the compressor and condenser performance. The following procedure should be used in determining the correct condenser:

1. a. Determine the total cooling load and the evaporator and compressor required.
- b. Determine the operating suction temperature and maximum acceptable condensing temperature for adequate compressor capacity or energy requirements.
2. a. Next plot at least two gross compressor capacities (less subcooling) at the design suction temperature and different condensing temperatures.
- b. Plot two condenser gross heat rejection points divided by the N factor (Tables 19-1 to 19-3) at different condensing temperatures.
- c. Read the resultant gross system capacity and condensing temperature.
3. a. Determine the percent system capacity increase due to subcooling (Figure 19-1) at the resulting condensing temperature and ambient temperature.
- b. Use this value to correct the gross system capacity to find the total net system capacity.
- c. Adjust the system capacity for altitude using the values from Table 19-4.
- d. Compare this result with the design capacity and condensing temperature.
4. Repeat Steps 2b-3c as necessary to achieve the most economic condenser selection.

**EXAMPLE:**

Given:

1. Total cooling load = 62 tons (744 MBh).
2. Evaporator: Climate Changer<sup>®</sup> at 45 F sst.
3. Compressor: HCUA 060 R
4. Ambient: 95 F

Step 1: Given above

Step 2a: From Trane Catalog DS COM-1 the following points are plotted on Figure 8-1.

HCUA 060 R

Condensing Temperature	Net Tons With Subcooling	Net Tons Less Subcooling
115	71.1	66.1
135	59.7	55.5

Step 2b: From Figure 18-2 two points are chosen for plotting a CAUB-C60. Also, the N factors are determined from Table 19-2 and 19-4. The following calculations are then made and the resultant points are plotted:

Cond. Temp.	ITD	Gross Ht. of Rej. (MBH)	TONS	N	Gross Ht. of Rej. ÷ N (TONS)
115	20	512	42.7	1.25	34.2
135	40	1080	90.0	1.37	65.7

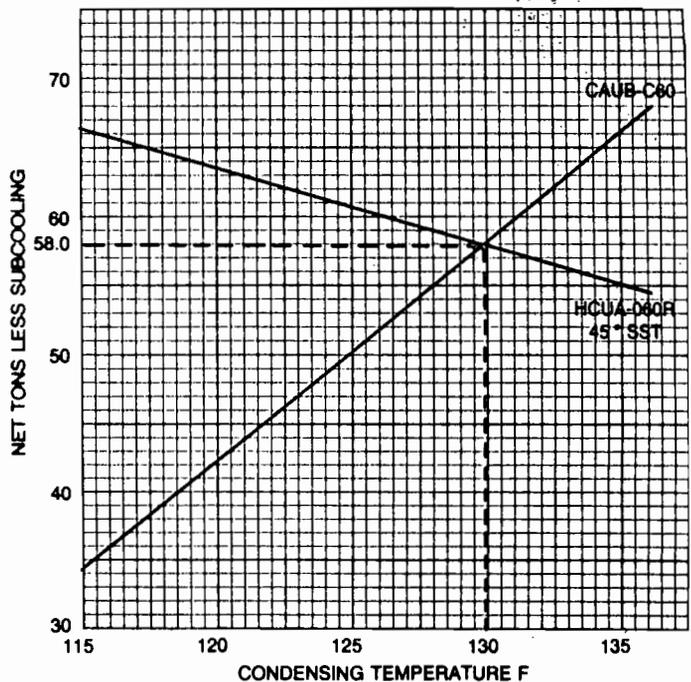
Step 2c: The resultant gross capacity is read as 58.0 tons at 130.0 F condensing temperature.

Step 3a: From Figure 19-1 the percent increase due to subcooling is 10.4 percent at 130.0 F condensing temperature and 95 F ambient.

Step 3b: This yields a net system capacity of  $1.104 \times 58.0$  tons = 64.0 tons.

Step 4: The required cooling load is 62 tons, therefore, the CAUB-C60 is the proper selection.

**CHART 8-1 — Selection Example**



the conditions given below:

GIVEN: Cool 20,000 scfm of entering air from 80 DB - 67 WB to 55.4 WB leaving air, with 133.4 gpm of water entering at 45°F. Face velocity shall not exceed 500 fpm. Coil should be most economical.

SOLUTION:

1. Coil Type and Size

$$\text{Coil Face Area} = \frac{20,000 \text{ scfm}}{500 \text{ fpm}} = 40 \text{ ft.}^2$$

From Table 20, Page 98, select a 48" x 120" coil (40 ft.<sup>2</sup>)

2. Cooling Load Q

a) Enthalpy at wet bulb temperature determined from Table 13, Page 96.

$$\begin{aligned} H @ 67^\circ\text{F WB} &= 31.62 \text{ Btu/lb.} \\ H @ 55.4^\circ\text{F WB} &= 23.47 \text{ Btu/lb.} \\ \text{Enthalpy Difference} &= 8.15 \end{aligned}$$

b) Cooling Load Q = Enthalpy Difference x 4.5 x scfm = 8.15 x 4.5 x 20,000 = 733,500 BTUH

3. Capacity/ft.<sup>2</sup> Face Area

$$\frac{733,500 \text{ BTUH}}{40 \text{ Ft.}^2} = 18,338 \text{ BTUH/Ft.}^2 = 18.34 \text{ MBH/Ft.}^2$$

4. Water Temperature Rise

$$\text{WTR} = \frac{Q}{(500) (GPM)} = \frac{733,500}{(500) (133.4)} = 11.0$$

5. Water Velocity

$$\text{FPS} = \frac{\text{GPM} \times 1.66}{\text{Finned Width (in.)}} = \frac{133.4 \times 1.66}{48} = 4.62$$

6. Coil Selection

From the tabulated data, Page 68, 80/67 EAT, 45 EWT, 500 FPM, interpolate between 10° and 12° WTR, and 4 and 8 FPS. Scan the data to select the lowest rows and fin series that will meet or exceed 18.34 MBH. Working on the coil selection form,

select a 4 row, series 18 type W coil giving 18.9 MBH and 55.2/54.9 LAT.

7. Sensible Heat Ratio Calculation

$$\text{SHR} = \frac{(\text{EDB} - \text{LDB}) \times .241}{\text{Enthalpy Difference}} = \frac{(80 - 55.2) \times .241}{8.15} = \frac{24.8 \times .241}{8.15} = .735$$

8. Airside Pressure Drop

When SHR is greater than .95, use dry APD curves; when SHR is less than .95, use wet APD curves. For the above SHR of .735, use Series 18, wet APD curve, Chart 3, Page 98. @ 500 FPM, APD=85.

9. Water Side Pressure Drop

From Page 97, for a Type W, 48" width, interpolated @ 4.62 FPS

Header WPD=4.35 Ft. H<sub>2</sub>O  
Tube WPD=(Tube WPD per pass + additional WPD per pass) x (Number passes) x (Average water temperature correction factor, Table 18, Page 97)

$$\begin{aligned} \text{Average water temperature} &= 45 + \frac{11}{2} = 50.5 \\ \text{Correction factor} &= 1.05 \end{aligned}$$

(Type W coil requires no additional WPD per pass)  
= 1.99 x 4 x 1.05 = 8.36 Ft. H<sub>2</sub>O  
Total WPD=Header WPD + Tube WPD = 4.35 + 8.36 = 12.71 Ft. H<sub>2</sub>O

**DEHUMIDIFYING REFRIGERANT COOLING COIL SELECTION - TYPE F2 - EXAMPLE B**

PROBLEM: Determine the coil size, rows, fin series, number of circuits, LDB/LWB and air friction for the performance given below.

GIVEN: Cool 13,000 scfm of air from 80 DB - 67 WB to 54.7 WB with R22 at 40°F suction temperature and 105°F condensing temperature. The coil air velocity shall not exceed 650 fpm.

Example illustrated on sample selection form, Page 8.

SOLUTION:

1. Coil size

$$\text{Face Area} = \frac{13,000}{650 \text{ fpm}} = 20.0 \text{ ft.}^2$$

From Table 20, Page 98, select a 30" x 96" coil with 20.0 Ft.<sup>2</sup> face area. Actual face velocity=13,000/20.0=650 fpm.

2. Cooling Load Q

a) Enthalpy at wet bulb temperature determined from Table 13, Page 96.

$$\begin{aligned} H @ 67^\circ\text{F WB} &= 31.62 \text{ Btu/lb} \\ H @ 54.7^\circ\text{F WB} &= 23.04 \text{ Btu/lb.} \end{aligned}$$

Enthalpy Difference = 8.58 Btu/lb.

b) Cooling Load Q = Enthalpy Difference x 4.5 scfm = 8.58 x 4.5 x 13,000 = 501,930 Btu/h

3. Capacity/Ft.<sup>2</sup> Face Area

$$\frac{501,930}{20.0 \text{ ft.}^2} = 25.1 \text{ mbh/ft.}^2$$

4. Coil Selection

Enter the tabulated data, Page 85, for 80/67 EAT, 40 suction temperature. Interpolate @ 650 fpm. Select a 4-row Series 18 coil giving 28.3 MBH and 53.1/52.7 LAT with .99 Nc.

$$\text{Number Circuits} = (\text{Coil face area, ft.}^2) \times \text{Nc} = 20 \text{ ft.}^2 \times .99$$

= 19.8 circuits, is optimum

For a 30" coil, 20 available circuits is closest to the optimum.

Applying the correction factor for a 96" coil, Cf=1.024 from the Length Correction table at the bottom of each refrigerant capacity page.

$$\text{MBH} = 28.3 \times 1.024 = 28.9$$

Coil selection is a 4-row Series 18 with 20 circuits giving 28.9 MBH and 53.1/52.7 LAT.

5. Air Friction

The air friction, Chart 3, Page 98, for a 4-row, Series 18, wet coil is 1.27 in. H<sub>2</sub>O.



## TYPE F2 REFRIGERANT COOLING COIL CAPACITIES

		75/66 EDB/EWB																
ROW	FIN	400 FPM				500 FPM				600 FPM				700 FPM				
		MBH	LDB	LWB	Nc	MBH	LDB	LWB	Nc	MBH	LDB	LWB	Nc	MBH	LDB	LWB	Nc	
35	3	15	151	55.0	53.6	0.71	171	56.7	54.9	0.79	187	58.0	56.0	0.83	202	59.1	56.6	0.83
		16	181	54.4	50.7	0.72	207	53.1	52.2	0.80	229	54.5	53.5	0.88	248	55.6	54.4	0.95
	4	17	204	48.6	48.0	0.76	236	50.3	49.0	0.84	265	51.7	51.2	0.90	290	52.6	52.0	0.97
		18	218	51.5	50.7	0.83	270	53.2	52.2	0.88	292	54.7	53.5	0.97	314	55.8	54.4	1.04
	6	15	120	48.0	47.0	0.88	243	49.7	49.4	0.96	272	51.1	50.7	1.03	299	52.5	51.7	1.10
		16	121	45.6	45.5	0.91	271	47.1	47.0	1.01	307	48.5	48.3	1.09	334	49.6	49.4	1.16
	8	15	222	46.7	46.5	0.99	258	48.4	48.1	1.20	291	49.9	49.4	1.28	319	51.1	50.6	1.37
		16	247	43.9	43.8	1.12	292	45.4	45.3	1.27	332	46.7	46.6	1.35	369	47.8	47.7	1.46
40	3	15	126	57.6	55.9	0.67	141	56.0	57.0	0.67	154	60.1	57.9	0.68	166	61.0	58.6	0.70
		16	150	54.5	53.7	0.63	170	55.9	55.0	0.73	188	57.1	56.0	0.79	203	58.0	56.7	0.82
	4	17	170	52.2	51.2	0.67	195	53.6	53.1	0.74	217	54.7	53.4	0.81	237	55.7	55.0	0.87
		18	151	54.5	53.6	0.72	171	56.0	54.9	0.80	189	57.2	55.9	0.87	204	58.2	56.7	0.94
	6	15	175	51.6	51.3	0.76	202	53.1	52.6	0.82	225	54.2	53.7	0.89	246	55.2	54.6	0.96
		16	193	49.6	49.5	0.79	226	50.9	50.7	0.87	255	52.0	51.8	0.91	280	53.0	52.7	0.99
	8	15	186	50.5	50.2	0.95	216	51.9	51.5	1.04	242	53.1	52.6	1.11	265	54.2	53.5	1.17
		16	208	48.1	48.0	0.98	245	49.3	49.2	1.07	277	50.5	50.3	1.18	307	51.4	51.2	1.25
50	3	15	123	66.6	65.9	0.66	136	66.6	65.9	0.66	149	70.7	68.5	0.67	161	71.6	69.2	0.68
		16	149	64.2	63.8	0.68	172	65.3	64.9	0.87	191	66.3	65.0	0.94	209	67.2	66.5	0.99
	4	17	166	62.2	62.1	0.88	194	64.3	63.2	0.92	219	65.2	64.0	0.99	242	66.5	65.8	1.05
		18	179	61.0	60.9	0.95	213	62.0	61.9	0.95	241	62.8	62.7	1.03	268	63.9	63.4	1.09
	6	15	169	52.0	51.9	0.96	197	53.1	53.0	1.06	223	54.1	53.8	1.13	245	54.9	54.6	1.21
		16	184	50.5	50.4	1.01	218	51.5	51.4	1.09	248	52.7	52.2	1.19	277	53.0	52.9	1.29
	8	15	229	44.8	44.7	1.12	278	45.7	45.6	1.26	333	46.6	46.5	1.40	376	47.3	47.2	1.52
		16	247	43.9	43.8	1.22	292	45.4	45.3	1.27	332	46.7	46.6	1.35	369	47.8	47.7	1.46

		85/66 EDB/EWB																75 85 EDB
ROW	FIN	400 FPM				500 FPM				600 FPM				700 FPM				
		MBH	LDB	LWB	Nc	MBH	LDB	LWB	Nc	MBH	LDB	LWB	Nc	MBH	LDB	LWB	Nc	
35	3	15	151	57.2	53.5	0.71	170	59.2	54.9	0.78	186	60.7	55.9	0.82	201	62.0	56.7	0.81
		16	180	52.0	50.7	0.72	206	54.3	52.2	0.80	229	55.8	53.3	0.87	249	57.0	54.3	0.96
	4	17	204	49.1	48.3	0.75	236	50.8	49.8	0.81	265	52.1	51.0	0.89	291	53.6	52.0	0.96
		18	218	50.8	50.7	0.83	205	54.8	52.2	0.88	227	56.4	53.4	0.97	247	57.8	54.4	1.04
	6	15	120	48.5	47.7	0.83	243	50.5	50.4	0.94	272	51.6	50.5	1.01	299	53.0	51.6	1.06
		16	121	45.7	45.4	0.90	271	47.3	46.9	0.99	308	48.6	48.1	1.06	341	49.8	49.2	1.13
	8	15	222	47.2	46.5	1.12	257	49.0	48.1	1.20	289	50.6	49.4	1.27	318	51.9	50.5	1.33
		16	246	43.9	43.7	1.12	291	45.4	45.1	1.22	332	46.7	46.4	1.33	370	47.8	47.5	1.42
40	3	15	125	57.6	55.8	0.61	142	61.3	56.9	0.62	156	62.8	57.7	0.64	169	63.7	58.3	0.66
		16	151	55.5	53.5	0.65	172	57.0	54.7	0.71	192	58.2	55.6	0.75	210	59.2	56.3	0.76
	4	17	170	52.5	51.6	0.66	198	53.9	52.8	0.73	222	55.1	53.7	0.79	242	56.2	54.6	0.84
		18	155	55.8	53.5	0.71	172	57.5	54.7	0.79	191	58.8	55.7	0.86	207	60.0	56.4	0.90
	6	15	176	52.0	51.7	0.74	204	53.5	52.3	0.81	229	54.7	53.3	0.88	252	55.7	54.1	0.95
		16	195	49.5	49.0	0.77	229	50.8	50.4	0.85	259	52.0	51.4	0.90	287	53.0	52.3	0.97
	8	15	186	50.8	50.2	0.93	217	52.4	51.3	1.00	244	53.6	52.4	1.07	268	54.8	53.3	1.14
		16	209	47.9	47.7	0.94	246	49.2	48.9	1.06	281	50.3	50.0	1.14	312	51.5	50.8	1.21
50	3	15	127	61.9	61.8	0.41	117	63.2	58.6	0.50	130	64.8	59.2	0.52	142	66.1	59.6	0.55
		16	152	58.1	56.1	0.54	141	58.3	56.9	0.55	158	60.4	57.5	0.59	175	61.7	58.0	0.62
	4	17	139	55.6	54.6	0.58	161	56.7	55.5	0.62	182	57.6	56.2	0.66	201	58.3	56.6	0.67
		18	128	58.5	56.1	0.63	141	59.8	57.0	0.67	157	60.9	57.6	0.70	172	62.1	58.2	0.71
	6	15	143	55.2	54.2	0.64	166	56.3	55.1	0.71	187	57.3	55.9	0.77	207	58.0	56.4	0.82
		16	158	53.1	52.6	0.65	186	54.2	53.7	0.72	211	55.0	54.4	0.79	232	55.8	55.0	0.85
	8	15	170	51.8	51.6	0.80	201	52.8	52.5	0.88	229	53.7	53.3	0.95	256	54.4	53.9	1.01
		16	183	50.5	50.4	0.82	218	51.3	51.2	0.91	250	52.0	51.9	0.98	281	52.7	52.4	1.04
60	3	15	171	51.8	51.5	0.93	202	52.9	52.5	1.02	230	53.8	53.3	1.09	256	54.6	53.9	1.16
		16	187	50.1	50.0	0.94	223	50.9	50.8	1.05	257	51.6	51.5	1.14	289	52.6	52.1	1.22
	4	17	197	49.0	48.9	0.95	238	49.8	49.7	1.07	276	50.4	50.3	1.17	311	51.0	50.9	1.26
		18	185	65.2	59.3	0.43	199	66.6	59.8	0.43	211	67.8	62.2	0.47	228	68.0	60.5	0.49
	6	15	100	61.8	58.1	0.43	117	63.2	58.5	0.47	133	64.3	59.0	0.51	148	65.3	59.3	0.55
		16	111	59.1	57.0	0.45	132	60.5	57.6	0.50	150	61.7	58.0	0.55	168	62.7	58.4	0.58
	8	15	99	61.9	58.1	0.52	116	63.4	58.6	0.57	132	64.6	59.1	0.59	146	65.6	59.4	0.62
		16	114	58.5	56.8	0.55	133	59.9	57.4	0.60	154	61.1	57.8	0.66	172	62.1	58.1	0.70
70	3	15	125	56.2	55.8	0.66	149	57.3	56.4	0.67	170	58.5	56.8	0.68	191	59.6	57.2	0.73
		16	120	57.6	55.8	0.63	149	57.3	56.4	0.67	170	58.5	56.8	0.68	191	59.6	57.2	0.73
	4	17	120	57.6	55.8	0.63	149	57.3	56.4	0.67	170	58.5	56.8	0.68	191	59.6	57.2	0.73
		18	120	57.6	55.8	0.63	149	57.3	56.4	0.67	170	58.5	56.8	0.68	191	59.6	57.2	0.73
	6	15	120	57.6	55.8	0.63	149	57.3	56.4	0.67	170	58.5	56.8	0.68	191	59.6	57.2	0.73
		16	120	57.6	55.8	0.63	149	57.3	56.4	0.67	170	58.5	56.8	0.68	191	59.6	57.2	0.73
	8	15	120	57.6	55.8	0.63	149	57.3	56.4	0.67	170	58.5	56.8	0.68	191	59.6	57.2	0.73
		16	120	57.6	55.8	0.63	149	57.3	56.4	0.67	170	58.5	56.8	0.68	191	59.6	57.2	0.73

		80/67 EDB/EWB																
ROW	FIN	400 FPM				500 FPM				600 FPM				700 FPM				
		MBH	LDB	LWB	Nc	MBH	LDB	LWB	Nc	MBH	LDB	LWB	Nc	MBH	LDB	LWB	Nc	
35	3	15	159	56.4	54.1	0.72	179	58.3	55.5	0.80	196	59.7	56.6	0.85	212	60.9	57.5	0.85
		16	190	52.3	51.2	0.74	217	54.1	52.5	0.82	240	55.6	54.0	0.90	261	56.8	54.0	0.97
	4	17	214	49.2	48.7	0.78	248	51.0	50.3	0.87	278	52.4	51.6	0.92	304	53.7	52.7	1.00
		18	210	52.5	51.2	0.85	217	54.4	52.8	0.93	240	55.9	54.0	0.99	260	57.2	55.0	1.07
	6	15	122	45.9	45.8	0.93	255	50.4	49.8	0.99	286	51.9	51.1	1.06	313	53.1	52.2	1.10
		16	124	45.9	45.8	0.93	255	47.6	47.3	1.04	327	49.0	48.7	1.12	357	50.2	49.8	1.19
	8	15	232	47.2	46.8	1.11	271	49.0	48.5	1.23	305	50.6	49.9	1.31	335	51.9	51.0	1.41

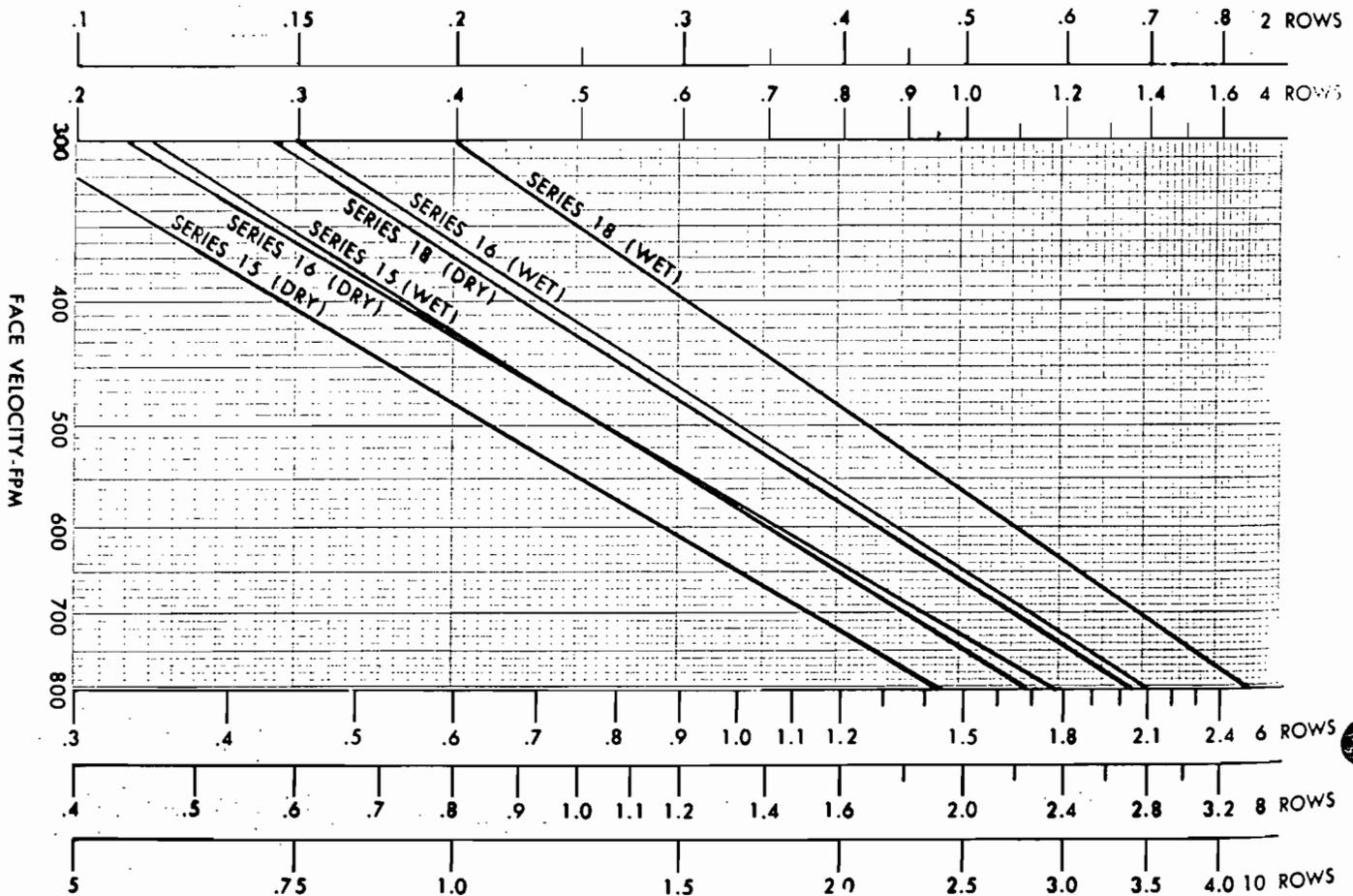
TABLE 20 — Coil Face Area (Sq. Ft.) Not Including Casing

FINNED WIDTH (IN.)	FINNED LENGTH (IN.)													
	12	18	24	30	36	42	45	48	51	54	60	66	72	78
12	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	3.75	4.0	4.25	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5
18		2.25	3.0	3.75	4.5	5.25	5.62	6.0	6.37	6.75	7.5	8.25	9.0	9.75
24			4.0	5.0	6.0	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0	10.0	11.0	12.0	13.0
30				6.25	7.5	8.75	9.37	10.0	10.62	11.25	12.5	13.75	15.0	16.25
33					8.25	9.63	10.32	11.0	11.69	12.38	13.75	15.13	16.5	17.88
36					9.0	10.5	11.25	12.0	12.75	13.5	15.0	16.5	18.0	19.5
42						12.25	13.0	14.0	15.0	15.75	17.5	19.25	21.0	22.75
48							16.0	16.0	17.0	18.0	20.0	22.0	24.0	26.0
FINNED WIDTH (IN.)	FINNED LENGTH (IN.)													
	81	84	90	96	99	102	105	108	114	120	126	132	138	144
12	6.75	7.0	7.5	8.0	8.25	8.5	8.75	9.0	9.5	10.0	10.5	11.0	11.5	12.0
18	10.12	10.5	11.25	12.0	12.37	12.75	13.12	13.5	14.25	15.0	15.75	16.5	17.2	18.0
24	13.5	14.0	15.0	16.0	16.5	17.0	17.5	18.0	19.0	20.0	21.0	22.0	23.0	24.0
30	16.87	17.5	18.75	20.0	20.62	21.25	21.87	22.5	23.75	25.0	26.25	27.5	28.75	30.0
33	18.57	19.25	20.63	22.0	22.69	23.38	24.07	24.75	26.13	27.5	28.88	30.25	31.63	33.0
36	20.25	21.0	22.5	24.0	24.75	25.5	26.25	27.0	28.5	30.0	31.5	33.0	34.5	36.0
42	23.63	24.5	26.25	28.0	28.88	29.75	30.63	31.5	33.25	35.0	36.75	38.5	40.25	42.0
48	27.0	28.0	30.0	32.0	33.0	34.0	35.0	36.0	38.0	40.0	42.0	44.0	46.0	48.0

FPS, GPM Conversion Factors

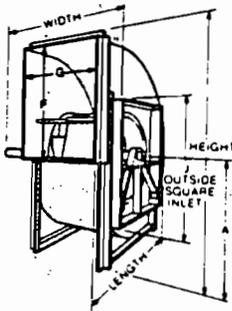
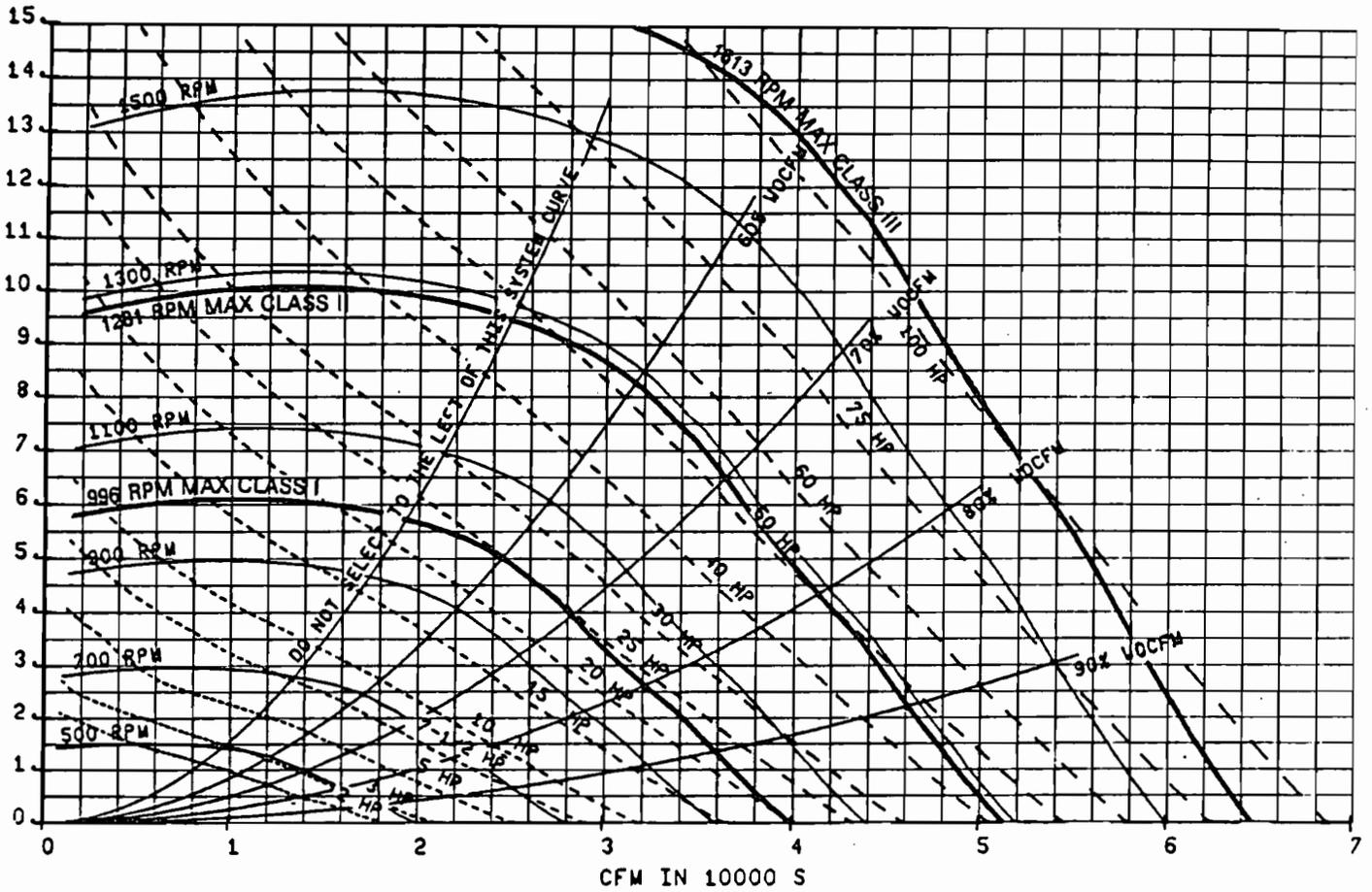
P2 COIL	FPS = GPM/1.81
P4 COIL	FPS = GPM/3.62
P8 COIL	FPS = GPM/7.24
W, D, K COILS	FPS = GPM X 1.66 FINNED WIDTH
DD COIL	FPS = GPM X .83 FINNED WIDTH

CHART 3 — Air Friction (In. H<sub>2</sub>O), Water and Refrigerant Coils





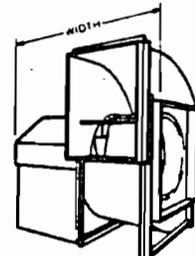
STATIC PRESSURE - IN W.G.



ARRANGEMENT 3



ARRANGEMENT 9  
LESS MOTOR AND DRIVE  
AND ARRANGEMENT 1



ARRANGEMENT 10

W											
CLASS I				CLASS II				CLASS III			
ARR 1	ARR 3	ARR 9	ARR 10	ARR 1	ARR 3	ARR 9	ARR 10	ARR 1	ARR 3	ARR 9	ARR 10
77	51 1/2	77	82 1/2	78	53 1/2	78	82 1/2				54

CLASS I & II (Arrangements 1, 9 & 10)

A										H										L				F		G			
TH	BH	UB	DB	TAU	TAD	BAU	BAD	ALL	ALL	TH	BH	UB	DB	TAU	TAD	BAU	BAD	TH	BH	UB	DB	TAU	TAD	BAU	BAD	ALL BUT TAU TAD			
33 3/4	54	42	33 3/4	37 1/2	31 1/2	46 1/2	24 1/2	45 3/4	85 1/16	86 3/8	72 1/4	73 3/8	100 1/4	76 1/16	73 3/8	67 3/8	60 3/8	70 3/8	70 3/8	84 1/16	84 1/16	66 1/16	98 3/8	98 3/8	73 3/8	50 1/16	50 1/16	32 1/2	32 1/2

CLASS I & II (Arrangement 3)

A										H										L				F		G			
TH	BH	UB	DB	TAU	TAD	BAU	BAD	ALL	ALL	TH	BH	UB	DB	TAU	TAD	BAU	BAD	TH	BH	UB	DB	TAU	TAD	BAU	BAD	ALL BUT TAU TAD			
33 3/4	54	42	33 3/4	37 1/2	31 1/2	46 1/2	24 1/2	45 3/4	85 1/16	86 3/8	72 1/4	73 3/8	98 3/8	76 1/16	73 3/8	67 3/8	60 3/8	70 3/8	70 3/8	84 1/16	84 1/16	66 1/16	98 3/8	98 3/8	73 3/8	50 1/16	50 1/16	32 1/2	32 1/2

CLASS III (Arrangement 3)

A										H										L				F		G	
TH	BH	UB	DB	TAU	TAD	BAU	BAD	ALL	ALL	TH	BH	UB	DB	TAU	TAD	BAU	BAD	TH	BH	UB	DB	TAU	TAD	BAU	BAD	ALL	ALL
33 3/4	54	42	33 3/4	37 1/2	31 1/2	46 1/2	24 1/2	45 3/4	86 3/8	86 3/8	72 1/4	73 3/8	102 1/16	76 1/16	73 3/8	67 3/8	60 3/8	70 3/8	70 3/8	85 1/16	85 1/16	74 1/16	100 3/8	100 3/8	74 1/16	49 1/16	32 1/2

Due to Trane's policy of continuous product development, dimensions are subject to change. For complete dimension data, refer to the applicable submittal drawing.



0.81 ft <sup>2</sup>	36 × 4 28 × 5	22 × 6 16 × 8	14 × 10	cfm NC	160 10	245 18	325 25	405 30	485 35	565 38	650 38
0.90 ft <sup>2</sup>	40 × 4 30 × 5	26 × 6 18 × 8	16 × 10 12 × 12	cfm NC	180 11	270 19	360 26	450 31	540 36	630 36	720 39
1.07 ft <sup>2</sup>	48 × 4 36 × 5	30 × 6 18 × 10	14 × 12	cfm NC	215 12	320 20	430 27	535 32	640 37	750 37	855 40

1.18 ft <sup>2</sup>	34 × 6 24 × 8	20 × 10 16 × 12	14 × 14	cfm NC	235 13	355 21	470 28	590 33	710 38	825 41	945 41
1.34 ft <sup>2</sup>	60 × 4 48 × 5	36 × 6 18 × 12	16 × 14	cfm NC	270 13	400 21	535 28	670 33	805 38	940 41	1070 41
1.60 ft <sup>2</sup>	72 × 2 30 × 8	24 × 10 22 × 12	18 × 14 16 × 16	cfm NC	320 14	480 22	640 29	800 34	960 39	1120 42	1280 42
1.80 ft <sup>2</sup>	60 × 5 48 × 6	36 × 8 30 × 10	24 × 12 20 × 14	cfm NC	360 15	540 23	720 30	900 35	1080 40	1260 43	1440 43
2.08 ft <sup>2</sup>	72 × 5 60 × 6	40 × 8 36 × 10	30 × 12 24 × 14	cfm NC	415 16	625 24	830 31	1040 36	1250 41	1460 44	1660 44
2.45 ft <sup>2</sup>	72 × 6 48 × 8	32 × 12 26 × 14	24 × 16 20 × 18	cfm NC	490 17	735 25	980 32	1220 37	1470 42	1720 45	1960 45
2.78 ft <sup>2</sup>	36 × 12 30 × 14	26 × 16 24 × 18	22 × 20	cfm NC	555 18	835 26	1110 33	1390 38	1670 43	1950 46	2220 46
3.11 ft <sup>2</sup>	60 × 8 48 × 10	40 × 12 36 × 14	30 × 16 26 × 18	cfm NC	620 19	935 27	1240 34	1560 39	1870 44	2180 47	2490 47
3.61 ft <sup>2</sup>	72 × 8 60 × 10	48 × 12 36 × 16	30 × 18 24 × 24	cfm NC	720 20	1080 28	1440 35	1800 40	2170 45	2530 48	2890 48

365

- \* Reprinted by permission of Environmental Elements Corporation, Dallas, Texas.
1. All pressures are in inches of water.
  2. The NC values are based on a room absorption of 8 Db, Re 10<sup>-12</sup> watts and one return.

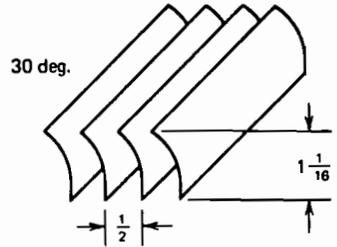


Table 11-5 PERFORMANCE DATA FOR ONE TYPE OF RETURN GRILLE

A <sub>c</sub>	Size, inches				Core Velocity	200	300	400	500	600	700	800
					Velocity pressure	0.002	0.006	0.010	0.016	0.023	0.031	0.040
					Negative static pressure	0.011	0.033	0.055	0.088	0.126	0.170	0.220
0.34 ft <sup>2</sup>	16 × 4	10 × 6		cfm	70	100	135	170	205	240	270	
	12 × 5			NC			13	20	25	30	33	
0.39 ft <sup>2</sup>	18 × 4	12 × 6		cfm	80	115	155	195	235	275	310	
	14 × 5	8 × 8		NC			14	21	26	31	34	
0.46 ft <sup>2</sup>	20 × 4	14 × 6		cfm	90	140	185	230	275	320	370	
	16 × 5	10 × 8		NC			15	22	27	32	35	
0.52 ft <sup>2</sup>	24 × 4	16 × 6		cfm	105	155	210	260	310	365	415	
	18 × 5			NC			16	23	28	33	36	
0.60 ft <sup>2</sup>	28 × 4	18 × 6	10 × 10	cfm	120	180	240	300	360	420	480	
	20 × 5	12 × 8		NC			17	24	29	34	37	
0.69 ft <sup>2</sup>	30 × 4	20 × 6	12 × 10	cfm	140	205	275	345	415	485	550	
	24 × 5	14 × 8		NC			17	24	29	34	37	
0.81 ft <sup>2</sup>	36 × 4	22 × 6	14 × 10	cfm	160	245	325	405	485	565	650	
	28 × 5	16 × 8		NC		10	18	25	30	35	38	
0.90 ft <sup>2</sup>	40 × 4	26 × 6	16 × 10	cfm	180	270	360	450	540	630	720	
	30 × 5	18 × 8	12 × 12	NC		11	19	26	31	36	39	
1.07 ft <sup>2</sup>	48 × 4	30 × 6	14 × 12	cfm	215	320	430	535	640	750	855	
	36 × 5	18 × 10		NC		12	20	27	32	37	40	

4 1/5

→ 10 Pa

54.7 Pa

364

1.18 ft <sup>2</sup>	34 × 6	20 × 10	14 × 14	cfm	235	355	470	590	710	825	945
	24 × 8	16 × 12		NC		13	21	28	33	38	41
1.34 ft <sup>2</sup>	60 × 4	36 × 6		cfm	270	400	535	670	805	940	1070
	48 × 5	18 × 12	16 × 14	NC		13	21	28	33	38	41
1.60 ft <sup>2</sup>	72 × 2	24 × 10	18 × 14	cfm	320	480	640	800	960	1120	1280
	30 × 8	22 × 12	16 × 16	NC		14	22	29	34	39	42

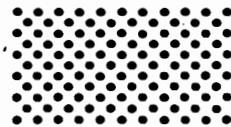
Table 12-7 RECOMMENDED AND MAXIMUM DUCT VELOCITIES FOR LOW VELOCITY SYSTEMS\*

Designation	Recommended Velocities, fpm (m/s)		
	Residences	Schools, Theaters, Public Buildings	Industrial Buildings
Outdoor air intakes <sup>a</sup>	500 (2.54)	500 (2.54)	500 (2.54)
Filters <sup>a</sup>	250 (1.27)	300 (1.52)	350 (1.78)
Heating coils <sup>a</sup>	450 (2.29)	500 (2.54)	600 (3.05)
Cooling coils <sup>a</sup>	450 (2.29)	500 (2.54)	600 (3.05)
Air washers <sup>a</sup>	500 (2.54)	500 (2.54)	500 (2.54)
Fan outlets	1000-1600 (5.08-8.13)	1300-2000 (6.60-10.16)	1600-2400 (8.13-12.19)
Main ducts	700-900 (3.56-4.57)	1000-1300 (5.08-6.60)	1200-1800 (6.1-9.14)
Branch ducts	600 (3.05)	600-900 (3.05-4.57)	800-1000 (4.06-5.08)
Branch risers	500 (2.54)	600-700 (3.05-3.56)	800 (4.06)
	Maximum Velocities, fpm (m/s)		
Outdoor air intakes <sup>a</sup>	800 (4.06)	900 (4.57)	1200 (6.10)
Filters <sup>a</sup>	300 (1.52)	350 (1.78)	350 (1.78)
Heating coils <sup>a</sup>	500 (2.54)	600 (3.05)	700 (3.56)
Cooling coils <sup>a</sup>	450 (2.29)	500 (2.54)	600 (3.05)
Air washers <sup>a</sup>	500 (2.54)	500 (2.54)	500 (2.54)
Fan outlets	1700 (8.64)	1500-2200 (7.62-11.18)	1700-2800 (8.64-14.22)
Main ducts	800-1200 (4.06-6.10)	1100-1600 (5.59-8.13)	1300-2200 (6.60-11.18)
Branch ducts	700-1000 (3.56-5.08)	800-1300 (4.06-6.60)	1000-1800 (5.08-9.14)
Branch risers	650-800 (3.30-4.06)	800-1200 (4.06-6.10)	1000-1600 (5.08-8.13)

\* Reprinted by permission from *ASHRAE Handbook of Fundamentals*, 1972.<sup>a</sup> These velocities are for total face area, not the net free area; other velocities in table are for net free area.



perforated extract units  
square & rectangular



# PDR, PD-IR & PDLR

snap-in ceiling  
flush-to-ceiling  
lay-on ceiling

EXTRACT

SIZE  
**12X12**  
NECK AREA  
sq. ft.  
.694

	O	U	X
<b>PDR</b>	12	10 1/4	
	x	x	
	12	10 1/4	
<b>PD-IR</b>	12	13 1/4	10 1/4
	x	x	x
	12	13 1/4	10 1/4
<b>PDLR</b>	11 1/4	10 1/4	
	x	x	
	11 1/4	10 1/4	

All dimensions in inches

SIZE  
**12X24**  
NECK AREA  
sq. ft.  
1.528

	O	U	X
<b>PDR</b>	12	10 1/4	
	x	x	
	24	22 1/4	
<b>PD-IR</b>	12	13 1/4	10 1/4
	x	x	x
	24	25 1/4	22 1/4
<b>PDLR</b>	11 1/4	10 1/4	
	x	x	
	23 1/4	22 1/4	

All dimensions in inches

SIZE  
**24X24**  
NECK AREA  
sq. ft.  
3.361

	O	U	X
<b>PDR</b>	24	22 1/4	
	x	x	
	24	22 1/4	
<b>PD-IR</b>	24	27	22 1/4
	x	x	x
	24	27	22 1/4
<b>PDLR</b>	23 1/4	22 1/4	
	x	x	
	23 1/4	22 1/4	

All dimensions in inches

NECK VEL. 200 300 400 500 600 700 800 900 1000 1200 1400 1600

SP	.01	.02	.04	.07	.1	.13	.17	.21	.26	.38	.52	.7
CFM	140	210	280	345	415	485	555	625	695	835	970	1110
L <sub>w</sub> NC	-	24	32	33	42	48	50	53	58	61	65	68
dba	-	-	-	27	30	34	38	41	43	48	52	55

NECK VEL. 200 300 400 500 600 700 800 900 1000 1200 1400 1600

SP	.01	.02	.04	.07	.1	.13	.17	.21	.26	.38	.52	.7
CFM	305	460	610	765	915	1070	1220	1380	1530	1830	2140	2440
L <sub>w</sub> NC	-	28	35	41	48	50	53	58	59	64	68	71
dba	-	-	-	28	33	37	40	43	45	50	54	57

NECK VEL. 200 300 400 500 600 700 800 900 1000 1200 1400 1600

SP	.01	.02	.04	.07	.1	.13	.17	.21	.26	.38	.52	.7
CFM	670	1010	1340	1680	2020	2350	2690	3020	3360	4030	4710	5380
L <sub>w</sub> NC	20	31	38	44	49	53	58	59	62	67	71	74
dba	-	-	25	30	35	39	42	45	47	52	58	59

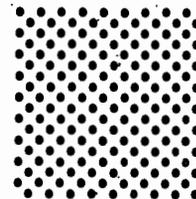
SP static pressure - inches of water  
CFM cubic feet per minute  
L<sub>w</sub>NC sound power level - noise criteria  
dba decibels - 'A' scale

For detailed description of all data see Selection Guide

perforated diffusers  
square

# PD, PD-I & PDL

snap-in ceiling  
flush-to-ceiling  
lay-on ceiling



SUPPLY

SIZE

**12 X 12**

NECK AREA  
250 sq. ft.

O P U X

**PD**

5 1/4 x 12  
x 12  
6 1/4 x 6 1/4

POSITION

NECK  
VEL

200 300 400 500 600 700 800 900 1000 1200 1400

CFM 50 75 100 125 150 175 200 225 250 300 350

one way



SP	.02	.04	.07	.11	.18	.22	.29	.37	.48		
RAD	2-4	3-8	5-8	6-9	7-11	8-13	9-15	10-17	11-18		
L <sub>NC</sub>	-	24	34	41	47	52	58	60	64		
dba	-	-	25	31	36	41	44	48	52		

two way  
(opposite)



SP	.01	.03	.05	.08	.11	.15	.2	.25	.3	.45	
RAD	2-3	3-4	3-5	4-7	5-8	5-9	6-10	7-12	8-13	9-15	
L <sub>NC</sub>	-	22	31	38	45	50	54	58	61	67	
dba	-	-	-	28	34	39	42	46	49	54	

two way  
(corner)



SP	.01	.03	.04	.07	.1	.14	.18	.23	.26	.4	.55
RAD	3-4	3-5	4-7	5-8	5-9	6-10	7-12	8-13	9-15	11-18	13-22
L <sub>NC</sub>	-	20	30	37	43	48	52	56	59	65	69
dba	-	-	-	27	32	37	40	44	47	52	56

three way



SP		.02	.03	.05	.08	.1	.14	.17	.22	.3	.42
RAD		2-3	3-4	3-5	4-8	4-8	5-9	6-10	6-11	8-13	9-15
L <sub>NC</sub>		-	27	34	40	45	49	53	57	63	68
dba		-	-	24	29	34	37	41	45	50	55

four way  
(360°)



SP		.02	.03	.04	.08	.08	.1	.14	.17	.24	.33
RAD		2-3	2-4	3-5	3-6	4-7	4-7	5-8	5-9	7-11	8-13
L <sub>NC</sub>		-	24	31	37	42	46	50	54	60	65
dba		-	-	-	26	31	34	38	42	47	52

**PDL**

5 11 3/4 x 12 1/4  
x 11 3/4 x 6 1/4  
12 1/4 x 6 1/4

All dimensions in inches

SIZE

**24 X 24**

NECK AREA  
1,000 sq. ft.

O P U X

**PD**

7 24 x 24  
x 12 1/4 x 12 1/4

POSITION

NECK  
VEL

200 300 400 500 600 700 800 900 1000 1200 1400

CFM 200 300 400 500 600 700 800 900 1000 1200 1400

one way



SP	.01	.03	.05	.07	.1	.14	.18	.23			
RAD	6-11	9-14	11-18	12-21	14-24	16-27	18-30	20-33			
L <sub>NC</sub>	-	30	39	48	52	56	60	64			
dba	-	-	27	32	40	43	47	51			

two way  
(opposite)



SP		.01	.03	.04	.06	.08	.1	.13	.16		
RAD		6-10	7-12	9-14	10-17	11-18	13-21	14-23	15-25		
L <sub>NC</sub>		27	38	42	48	53	57	61	64		
dba		-	24	30	36	40	44	48	51		

two way  
(corner)



SP		.01	.02	.03	.04	.05	.07	.09	.11		
RAD		6-11	8-13	9-15	11-18	12-20	13-22	14-25	16-28		
L <sub>NC</sub>		25	34	41	47	51	55	59	62		
dba		-	-	29	35	38	42	46	49		

three way



SP		.01	.02	.03	.04	.05	.07	.08	.1	.15	
RAD		5-8	6-10	7-12	8-14	9-15	10-17	11-19	13-21	15-23	
L <sub>NC</sub>		24	32	39	45	49	53	57	60	68	
dba		-	-	27	33	36	40	44	47	53	

four way  
(360°)



SP			.01	.02	.03	.04	.05	.07	.08	.12	.16
RAD			5-9	6-10	7-12	8-13	9-15	10-17	11-18	13-21	15-23
L <sub>NC</sub>			30	37	43	47	51	55	58	64	69
dba			-	25	31	34	38	42	45	51	56

**PDL**

6 3/4 x 23 3/4  
x 12 1/4 x 12 1/4  
23 3/4 x 12 1/4

All dimensions in inches

CFM cubic feet per minute  
SP static pressure - inches of water  
RAD radius of diffusion - feet  
L<sub>NC</sub> sound power level - noise criteria  
dba decibels - 'A' scale

For detailed description of all data see Selection Guide

# DONNÉES DE RENDEMENT SÉRIE 445

# PERFORMANCE DATA SERIES 445

Surface Libre (pi. carré)      Free Area (Sq. Ft)

## Calcul des dimensions des persiennes

TABLE 17

HAUTEUR "H" HEIGHT	LAME BLADE	LONGUEUR "L" LENGTH									
		24"	30"	36"	42"	48"	54"	60"	66"	72"	
18"	Z	.98	1.26	1.55	1.83	2.11	2.39	2.67	2.95	3.23	
	W	.82	1.05	1.29	1.52	1.76	1.99	2.25	2.48	2.69	
24"	Z	1.31	1.68	2.06	2.44	2.81	3.18	3.56	3.94	4.31	
	W	1.24	1.59	1.95	2.30	2.65	3.00	3.36	3.71	4.07	
30"	Z	1.99	2.55	3.11	3.67	4.23	4.79	5.35	5.91	6.47	
	W	1.67	2.13	2.59	3.05	3.52	3.98	4.45	4.91	5.37	
36"	Z	2.48	3.19	3.90	4.61	5.32	6.03	6.74	7.45	8.15	
	W	2.10	2.70	3.30	3.90	4.50	5.10	5.69	6.28	6.88	
42"	Z	2.96	3.80	4.64	5.48	6.32	7.16	8.01	8.85	9.70	
	W	2.46	3.16	3.87	4.57	5.27	5.97	6.68	7.38	8.09	
48"	Z	3.51	4.51	5.52	6.52	7.53	8.53	9.54	10.54	11.55	
	W	2.96	3.81	4.66	5.51	6.36	7.21	8.06	8.91	9.76	
54"	Z	3.92	5.04	6.17	7.29	8.42	9.64	10.68	11.80	12.91	
	W	3.26	4.20	5.14	6.08	7.01	7.95	8.89	9.83	10.77	
60"	Z	4.52	5.83	7.14	8.45	9.74	11.05	12.32	13.63	15.04	
	W	3.82	4.92	6.02	7.12	8.22	9.32	10.42	11.52	12.62	
66"	Z	4.88	6.22	7.68	9.08	10.49	11.89	13.30	14.70	16.12	
	W	4.06	5.23	6.40	7.57	8.74	9.91	11.08	12.25	13.42	
72"	Z	5.53	7.13	8.72	10.32	11.91	13.51	15.10	16.70	18.29	
	W	4.65	5.99	7.33	8.67	10.01	11.35	12.69	14.03	15.38	
78"	Z	5.91	7.62	9.33	11.04	12.74	14.45	16.16	18.37	19.57	
	W	4.93	6.35	7.78	9.20	10.63	12.05	13.50	14.92	16.35	
84"	Z	6.55	8.44	10.33	12.22	14.11	16.00	17.89	19.78	21.67	
	W	5.51	7.11	8.71	10.31	11.91	13.51	15.11	16.71	18.27	
90"	Z	6.96	8.96	10.96	12.96	14.96	16.96	18.95	20.96	22.97	
	W	5.80	7.47	9.14	10.81	12.50	14.17	15.83	17.50	19.21	
96"	Z	7.46	9.62	11.77	13.93	16.08	18.24	20.41	22.57	24.72	
	W	6.20	8.00	9.79	11.59	13.39	15.19	16.97	18.77	20.57	

Les dimensions des persiennes sont calculées selon la procédure suivante:

- 1) A l'aide du Graphique 3, trouver la vitesse d'air à la face maximum en employant la perte de pression d'air désirée.
- 2) Trouver la surface libre minimum requise:
 
$$\text{SURFACE LIBRE MINIMUM} = \frac{\text{Débit d'air (PCM)}}{\text{Vitesse d'air à la face (PPM)}}$$
- 3) De la Table 17, choisir les dimensions de la persienne pour obtenir une surface libre égale ou plus grande que celle calculée.

## Exemple de calcul

Déterminer les dimensions de la persienne pour une capacité de 2000 PCM à une perte de pression d'air de .05" d'eau au manomètre. Des lames à l'épreuve des intempéries sont requises pour cette application.

- 1) Du Graphique 3, avec une perte de pression d'air de .15" d'eau au manomètre, la vitesse d'air à la face est évaluée à 1000 pieds par minute (PPM).
- 2) La surface libre minimum sera:
 
$$= \frac{2000}{1000} = 2.0 \text{ pieds carrés.}$$
- 3) De la Table 17, pour une persienne avec lames du Type W, les dimensions 24" x 42" ou 30" x 30" satisferont aux exigences de l'application. Le choix le plus économique est une persienne aux dimensions carrées ou le plus près possible. On devrait donc choisir une persienne de 30" x 30"

**NOTE:**  
Dans le cas où la surface libre minimum requise est plus grande que celles montrées à la Table 17, des multiples de ces dimensions peuvent être employées.

## Louver size calculation

- The louver size calculation may be done as follows:
- 1) From Graph 3, determine the maximum air face velocity using the required air pressure drop.
  - 2) Evaluate the minimum free area required as follows:

$$\text{MINIMUM FREE AREA} = \frac{\text{Air flow (CFM)}}{\text{Air face velocity (FPM)}}$$

- 3) From Table 17, select louver size to meet the minimum free area.

## Sample calculation

Determine louver size for 2000 CFM air flow and a desired air pressure drop of .05" WG. Stormproof blades (Type W) are required for the application.

- 1) From Graph 3, with .15" WG static pressure loss, the air face velocity is found to be 1000 feet per minute (FPM).
- 2) Minimum free area will be:
 
$$= \frac{2000}{1000} = 2.0 \text{ square feet.}$$

- 3) From Table 17, for a Type W blade, louver sizes 24" x 42" or 30" x 30" will meet the application requirements. Usually the most economical choice will be a square louver or as close as possible. Then the 30" x 30" louver should be selected.

**NOTE:**  
If minimum free area required is larger than those shown in Table 17, multiples of sizes may be used.

## Perte de Pression d'Air — Air Pressure Drop GRAPHIQUE 3

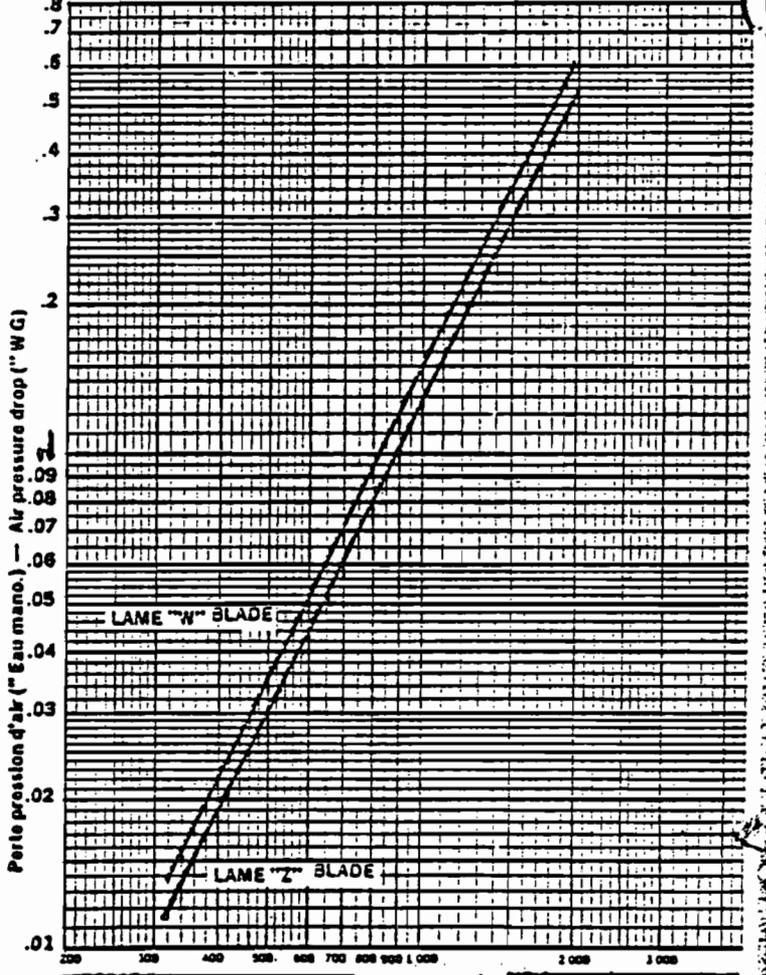




TABLE 2  
AREA OF PROPORTION/AIRE DAMPER  
(SQUARE FEET)

$$\text{FREE AREA RATIO} = \frac{\text{FREE AREA}}{\text{NOMINAL AREA}}$$

HEIGHT (PERPEDICULAR TO BLADE AXIS)		LENGTH (PARALLEL TO BLADE AXIS)										
		12"	15"	18"	21"	24"	27"	30"	33"	36"	42"	48"
6"	Nominal Area	0.5	0.625	0.75	0.875	1.0	1.125	1.25	1.375	1.5	1.75	2.0
	Free Area	.26	.35	.44	.52	.61	.69	.78	.87	.73	.87	1.01
	Free Area Ratio	.52	.56	.57	.59	.61	.613	.63	.64	.48	.50	.51
12"	Nominal Area	1.0	1.25	1.5	1.75	2.0	2.25	2.50	2.75	3.0	3.5	4.0
	Free Area	.55	.75	.94	1.14	1.34	1.54	1.74	1.94	1.98	2.35	2.70
	Free Area Ratio	.55	.60	.63	.65	.67	.68	.70	.70	.66	.67	.68
18"	Nominal Area	1.5	1.87	2.25	2.63	3.0	3.4	3.75	4.13	4.50	5.25	6.0
	Free Area	.89	1.20	1.51	1.82	2.13	2.44	2.75	3.06	3.23	3.83	4.42
	Free Area Ratio	.59	.64	.67	.69	.71	.72	.73	.74	.72	.73	.74
24"	Nominal Area	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	7.0	8.0
	Free Area	1.24	1.66	2.08	2.50	2.92	3.35	3.77	4.19	4.48	5.30	6.13
	Free Area Ratio	.62	.66	.69	.72	.73	.74	.75	.76	.75	.76	.77
30"	Nominal Area	2.5	3.12	3.75	4.38	5.0	5.625	6.25	6.87	7.5	8.75	10.0
	Free Area	1.58	2.12	2.65	3.18	3.72	4.25	4.79	5.32	5.73	6.93	7.83
	Free Area Ratio	.63	.68	.70	.73	.74	.75	.76	.77	.76	.79	.78
36"	Nominal Area	3.0	3.75	4.5	5.25	6.0	6.75	7.5	8.25	9.0	10.5	12.0
	Free Area	1.92	2.57	3.21	3.86	4.50	5.15	5.79	6.44	6.98	8.26	9.53
	Free Area Ratio	.64	.68	.71	.74	.75	.76	.77	.78	.77	.79	.79
42"	Nominal Area	3.5	4.38	5.25	6.13	7.0	7.875	8.75	9.625	10.5	12.25	14.00
	Free Area	2.27	3.03	3.79	4.55	5.30	6.06	6.82	7.58	8.25	9.74	11.24
	Free Area Ratio	.65	.69	.72	.74	.76	.77	.779	.783	.78	.79	.80
48"	Nominal Area	4.0	5.0	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0	11.0	12.0	14.0	16.0
	Free Area	2.62	3.49	4.36	5.23	6.10	6.97	7.84	8.71	9.48	11.22	12.94
	Free Area Ratio	.65	.70	.73	.75	.76	.77	.78	.79	.79	.80	.81

## BIBLIOGRAPHIE

- ASHREA HANDBOOKS : American Society of Heating ,  
Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers.  
FUNDAMENTALS 1985 SI EDITION  
REFRIGERATION 1986 Systems and Application SI EDITION  
HVAC 1987 Systems and Applications
- HVAC : Analysis and Design  
FAYE C.McQUIDTON JERALD D.PARKER
- Manuel pratique de réfrigération TRANE
- Systèmes de climatisation TRANE