

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES
EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGENIEUR D'ETAT EN
GENIE MECANIQUE



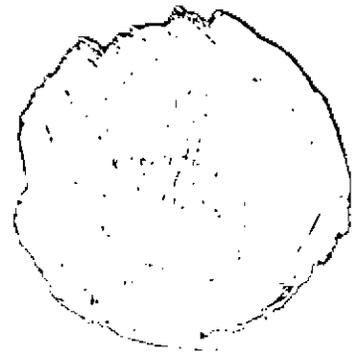
THEME

**Dimensionnement Des Climatiseurs Individuels
De Type «WINDOW »**

Proposé par :
M.A. AIT ALI
H. BENNOUR

Etudié par :
N. KHEYAR

Dirigé par :
M.A. AIT ALI
H. BENNOUR



**PROMOTION
JUN 2000**

DEDICACES



Je dédie cet humble travail :

A mes chers grands parents disparus.

A mes parents sans lesquels rien n'aurait été possible.

A ma sœur et à mes frères.

A toute ma famille et en particulier mes oncles Mouloud et Ammer mes tentes Malika , Zoubida , Merzaka , Baya-baka.

A Ali et Sorya ainsi que leurs enfants Lilia et Yacine.

A ma grand-mère Zohra et mon oncle Hassan.

A mes cousins Tarik (khalis) et Amar (dahya) et ma cousine Sonia, à qui je souhaite un prompt rétablissement.

A mes très chers amis.

Et enfin, à tous ceux qui rêvent d'un monde meilleur.

REMERCIEMENTS

Je remercie tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin à réaliser ce travail et en particulier :

Mes Promoteurs M. AIT ALI et M. BENNOUR, dont l'assistance m'a été d'une aide précieuse.

Je tiens à exprimer ma gratitude à Sofiane et à mon cousin Youcef pour leurs apports appréciables.

Mes remerciements vont aussi à tous les enseignants qui ont participé à ma formation ainsi qu'aux membres du jury qui ont bien voulu juger ce modeste travail.

Dimensionnement Des Climatiseurs Individuels De Type «WINDOW»

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

KHEYAR NABIL

ملخص

الهدف من هذه الدراسة هو تحديد أبعاد مكثف هواء أحادي الطابق من ذلك النوع "WINDOW" هذا الحساب يتم في تحديد الناقلات الحرارية المبردة (المبرد والمكثف) وكذا الخصائص الزمنية التي يبرزات الهواء المبردة لاحتياج تبريدي معين. الكلمات المفتاحية: ديناميك الحرارة، مبادلات الحرارة، تكييف

Résumé

L'objet de cette étude est le dimensionnement d'un climatiseur monobloc de type « Window ». Ce dimensionnement consiste à déterminer les conductances thermiques des échangeurs de chaleur (évaporateur et condenseur) ainsi que les caractéristiques dimensionnelles des équipements aérodynamiques du climatiseur pour un besoin frigorifique donné.

Mots clés : Thermodynamique, Transfert thermique, Conditionnement d'air.

Abstract

The aim of this study is the design of a "WINDOW" monobloc air conditioner by the determination of thermal conductance of the heat exchangers (evaporator and condenser) and the geometric dimension characteristics of the aerolic equipment for a given refrigeration load.

Key wards: thermodynamic, Heat transfer, air conditioning

الهدف من الدراسة هو تحديد أبعاد مكيف هواء أحادي الطابق من طراز "WINDOW" هذا الحساب يتمثل في تحديد الناقلات الحرارية للمبادلات "المبخر والمكثف" وكذا الخصائص البعدية للتجهيزات الهوائية للمكيف لاحتياج تبريدي معين.

Résumé

L'objet de cette étude est le dimensionnement d'un climatiseur monobloc de type "Window" ce dimensionnement consiste à déterminer les conductances thermique des échangeurs de chaleur (évaporateur et condenseur) ainsi que les caractéristiques dimensionnelles des équipements aérauliques du climatiseur pour un besoin frigorifique donné.

Abstract

The aim of this study is the design of "WINDOW" monobloc air conditioner by the determination of thermal conductivity of the heat exchangers (evaporator and condenser) and the geometric dimension characteristics of the aerolic equipment for a given refrigeration load.

TABLE DES MATIERES

Introduction générale.....1

CHAPITRE I

LES SYSTEMES DE CLIMATISATION, DESCRIPTION ET CARACTERISTIQUES.

I.1 Cycle fondamental à compression de vapeur d'un frigorigène pur.....4
 I.1.1 Condition de fonctionnement et caractéristiques d'une machine.....5
 I.1.1.1 Température d'évaporation.....6
 I.1.1.2 Température de condensation.....6
 I.1.1.3 Le sous refroidissement.....7
 I.2 Composants des climatiseurs individuels.....8
 I.2.1 Le circuit frigorifique.....8
 I.2.1.1 Le compresseur.....8
 I.2.1.2 Le condenseur.....8
 I.2.1.2.1 Les condenseurs à air.....9
 I.2.1.2.2 Les condenseurs à eau.....9
 I.2.1.2.3 Les condenseurs évaporatifs.....11
 I.2.1.3 Le détendeur.....12
 I.2.1.4. L'évaporateur.....13
 I.2.2. Les équipements aérauliques.....13
 I.2.2.1. Les ventilateurs axiaux.....14
 I.2.2.2. Les ventilateurs centrifuges.....14
 I.3 Systèmes de climatisation individuelle.....14
 I.3.1. Climatiseurs mobiles.....14
 I.3.2 Climatiseurs fixes.....16
 I.3.2.1. Climatiseur air /air split système.....16
 I.3.2.2 Climatiseurs monoblocs eau /air.....17
 I.3.2.3 Climatiseur split système eau/air.....18

CHAPITRE II

LE CLIMATISEUR «WINDOW»

II.1 Caractéristiques descriptives.....19
 II.1.1 Les principaux organes constitutifs d'un climatiseur «window» classique... 19
 II.1.2 Système d'inversion de cycle.....20
 II.2 Particularités constructives des climatiseurs à cycle réversible.....21
 II.2.1 Le compresseur.....22
 II.2.2 La bouteille accumulatrice.....22
 II.2.3 Les échangeurs thermiques des climatiseurs à cycle réversible.....22

CHAPITRE III LA REGULATION DANS LES SYSTEMES DE CLIMATISATION.

III.1 Définition.....	28
III.2 Boucle de régulation.....	28
III.3 Organes de détente.....	29
III.3.1 Principe du système détenteur - distributeur.....	30
III.3.1.1 Le détenteur thermostatique.....	30
III.3.1.2 Le distributeur.....	32
III.3.1.3 Le tube capillaire.....	33
III.3.2 Réglage.....	33
III.4 Réglage de la température ambiante.....	33
III.4.1 Thermostat à bulbe.....	33

CHAPITRE IV ANALYSE ET DIMENSIONNEMENT DES ECHANGEURS DE CHALEUR ET DES EQUIPEMENTS AERAUQUES DU CLIMATISEUR « WINDOW ».

IV.1 Description du modèle.....	35
IV.2 Méthode d'analyse des échangeurs.....	37
IV.2.1 Données et hypothèses.....	37
IV.2.2 Dimensionnement de l'évaporateur.....	38
IV.2.3 Dimensionnement du condenseur.....	39
IV.2.4 Dimensionnement des Ventilateurs.....	40
IV.2.4.1 Calcul des pertes de charge côté air.....	40
IV.2.4.2 Calcul des puissances consommées par les ventilateurs.....	41
IV.3 Analyse du volume de contrôle élémentaire.....	41
IV.3.1 Calcul du coefficient de transfert par convection côté air (h_a).....	43
IV.3.2. Calcul du coefficient de transfert par convection côté fluide frigorigène h_r	44
IV.3.3 Efficacité (ou rendement) de l'ailette.....	45
IV.3.4 Calcul des pertes de charge côté fluide frigorigène.....	46

CHAPITRE V

RESULTATS ET APPLICATION



V.1 Procédure.....	49
V.2 Première application	50
V.3 Deuxième application.....	53
Conclusion.....	57
Bibliographie	58
Annexe I : Organigramme.....	60
Annexe II :Corrélations des coefficients de transfert.....	72

TABLE DES FIGURES



Fig. (1.1) : Schéma de principe d'une installation frigorifique à compression de vapeur.....	4
Fig. (1.2) : Représentation du cycle frigorifique sur le diagramme T-S	5
Fig. (1.3) : Influence de la température d'évaporation sur les performances d'un système Frigorifique.....	6
Fig. (1.4) : Influence de la température de condensation sur les performances du système frigorifique.....	7
Fig. (1.5) : Utilisation d'un échangeur pour accentuer le sous refroidissement et la surchauffe	7
Fig. (1,6) : Condenseur à contre courant.....	10
Fig. (1,7) : Condenseur à cloche.....	10
Fig. (1,8) : Condenseur multitubulaire.....	11
Fig. (1,9) : Condenseur évaporatif	12
Fig. (2,1) : Vue en coupe d'un climatiseur.....	20
Fig. (2,2) : Système d'inversion de cycle.....	21
Fig. (2,3a) : Système d'inversion de cycle dans les climatiseurs : cycle de refroidissement.....	25
Fig. (2,3b) : Système d'inversion de cycle dans les climatiseurs : cycle de chauffage.....	26
Fig. (2,4) : Schéma simplifier du parcours de fluide frigorigène.....	27
Fig. (3.1) : Structure générale d'une boucle de régulation	28
Fig. (3.2) : Servomoteur électrique.....	29
Fig. (3.3) : Servomoteur commandé par un fluide.....	29
Fig. (3.4) : Représentation schématique du système détenteur distributeur	30
Fig. (3.5) : Schéma de principe d'un détenteur thermostatique.....	32
Fig. (3.6) : Coupes de distributeurs.....	32
Fig. (3.7) : Schéma d'un thermostat à bulbe.....	34
Fig.(4,1) : Type d'échangeur choisi pour l'évaporateur et le condenseur du climatiseur à dimensionner.....	35
Fig.(4,2) : Volume de contrôle élémentaire.....	36
Fig.(4,3) : Représentation du cycle frigorifique sur le diagramme T-S.....	37
Fig.(4,4) : Elément représentatif pour le calcul de l'efficacité d'une ailette plane dans un échangeur où les tubes sont disposés en quinconce.....	46
Fig.(5.1) : Courbes de performance du climatiseur en fonction de la température d'évaporation pour un besoin frigorifique de 3 kW.....	51
Fig.(5.2) : Indices de répartition de la conductance thermique et coefficient de performance en fonction de la température d'évaporation pour un besoin frigorifique de 3 kW.....	51
Fig.(5.3) : Courbes de performance du climatiseur en fonction de la température d'évaporation pour un besoin frigorifique de 5 kW.....	54
Fig.(5.4) : Indices de répartition de la conductance thermique et coefficient de performance en fonction de la température d'évaporation pour un besoin frigorifique de 5 kW.....	54

NOMENCLATURE

A_c	≡	Section minimale de passage de l'air à travers les échangeurs	(m^2)
a_c	≡	Section minimale de passage de l'air à travers un élément	(m^2)
A_e	≡	Surface d'échange totale côté air	(m^2)
a_e	≡	Surface d'échange côté air à travers un élément	(m^2)
A_i	≡	Surface d'échange totale côté fluide frigorigène	(m^2)
a_i	≡	Surface d'échange élémentaire côté fluide frigorigène	(m^2)
a_t	≡	Surface élémentaire des tubes côté air	(m^2)
A_{fr}	≡	Surface frontale totale	(m^2)
a_{fr}	≡	Surface frontale élémentaire	(m^2)
A_r	≡	Section de passage du fluide frigorigène.	(m^2)
C	≡	Débit de capacité thermique, Conductance thermique.	(kW/K)
C_p	≡	Chaleur spécifique.	$(kJ/kg.K)$
D_e	≡	Diamètre extérieur du tube	(m)
D_i	≡	Diamètre intérieur du tube	(m)
e	≡	Epaisseur de l'ailette	(m)
f	≡	Coef. de frottement dans les écoulements monophasiques	
f_0	≡	Coef. de frot. Pour l'évaporation du fluide frigorigène	
f_{co}	≡	Coef. de frot. Pour la condensation du fluide frigorigène	
G	≡	Vitesse massique	$(kg/m^2 s)$
g	≡	Accélération due à la pesanteur	(m/s^2)
h	≡	Coefficient d'échange par convection	$(kW/m^2 °K)$
H	≡	Enthalpie massique	(kJ/kg)
J	≡	Coefficient de Colburn.	
K	≡	Conductivité thermique.	$(kW/m K)$
L	≡	Longueur d'une passe dans une nappe de l'échangeur	(m)
\dot{M}	≡	Débit total.	(kg/s)
\dot{m}	≡	Débit élémentaire.	(kg/s)
N_t	≡	nombre de tubes par rangée.	
N_{ut}	≡	nombre d'unités de transfert.	
P	≡	Pression	(N/m^2)
Pr	≡	nombre de Prandtl.	
Q	≡	Puissance thermique	(kW)
Re	≡	Nombre de Reynolds.	
S	≡	Pas entre ailettes	(m)
Sl	≡	Pas longitudinal entre tubes d'une même nappe	(m)
St	≡	Pas transversal entre tubes d'une même rangée	(m)
T	≡	Température.	(K)
U	≡	Coefficient de transfert global.	$(kW/m^2 K)$
V	≡	Vitesse.	(m/s)
v	≡	Volume de l'échangeur élémentaire	(m^3)
W	≡	Puissance	(kW)
x	≡	Titre de la vapeur pour le fluide frigorigène	
Y	≡	Hauteur de l'échangeur	(m) .

Lettres grecques :

α	\equiv	Rapport entre la surface d'échange côté air et le volume de l'échangeur.	
β	}	\equiv	
ψ			Paramètres intervenant dans les différentes expressions de la perte de charge
ξ			
λ			
ΔP			
η_f	\equiv	Efficacité de l'ailette.	
ϕ	\equiv	Paramètre apparaissant dans l'expression de l'efficacité de l'ailette.	
μ	\equiv	Viscosité (kg/m.s)	
ρ	\equiv	Masse volumique (kg/m ³).	
σ	\equiv	Rapport de la section de passage minimale côté air sur la section frontale	
ε	\equiv	Efficacité de l'échangeur.	
ω	\equiv	rapport des débits thermiques des fluides d'échange.	

Indices principaux :

1	\equiv	Entrée du compresseur.
2	\equiv	Sortie du compresseur.
3	\equiv	Fin de la désurchauffe.
4	\equiv	Fin de la condensation.
5	\equiv	Fin de sous refroidissement.
6	\equiv	Entrée de l'évaporateur.
7	\equiv	Début de la surchauffe.
a	\equiv	Air.
c	\equiv	Condenseur ou endroit où la section de passage de l'air est minimale.
c1	\equiv	Entrée d'air au condenseur.
c2	\equiv	Sortie d'air du condenseur.
e	\equiv	Entrée ou évaporateur.
e1	\equiv	Entre d'air à l'évaporateur.
e2	\equiv	Sortie d'air de l'évaporateur.
f	\equiv	Liquide
fr	\equiv	Frontal.
g	\equiv	Vapeur
r	\equiv	Fluide frigorigène.
s	\equiv	Sortie
w	\equiv	Paroi

Introduction Générale

Toute technique de conditionnement d'air peut être classée en deux catégories principales : le conditionnement d'air industriel et le conditionnement d'air dit de confort ; actuellement désignée par le terme de climatisation.

Facteur de confort et de santé, la climatisation est devenue aujourd'hui, une technique de premier plan, qui participe partout au bien être de l'homme.

L'organisme de tout être vivant, placé dans un milieu ambiant essentiellement variable, doit être capable de s'adapter par ces propre moyens, et à chaque instant, à ce milieu en fonction même des conditions climatiques en présence, de façon à maintenir l'équilibre homéotherme et la continuité normale de ces principales fonctions organiques.

Il est, en effet, essentiel d'assurer à l'organisme humain les échanges thermiques avec l'ambiance sans pour autant fatiguer outre mesure son système d'autorégulation (activité physiologique normale).

Ces échanges peuvent se produire soit par différence de température entre le corps et le milieu ambiant, soit par évaporation à travers la transpiration par la surface de la peau. C'est ainsi que le but principal d'une climatisation réside précisément dans le maintien, dans une enceinte considérée, d'une ambiance propre au confort et au bien être de ses occupants

Quoi qu'il en soit, et indépendamment des nombreux facteurs qui motivent la climatisation, il semblerait que sous un climat tempéré, un système de climatisation ayant pour but d'assurer le confort physiologique des occupants puisse très facilement être réalisé en refroidissant l'air en été et en le réchauffant en hiver, la circulation de l'air ainsi traité étant assurée par un système de ventilation approprié.

A ce perfectionnement s'ajoute, bien entendu, celui du filtrage de l'air repris (ils n'est pas encore ici question de le purifier ou de l'assainir, mais tout simplement de le dépoussiérer plus ou moins efficacement).

Or, on sait que pour maintenir une activité physiologique normale du corps humain (métabolisme), il est nécessaire de pouvoir agir, simultanément, sur la température et sur l'humidité relative de l'air ambiant. C'est ainsi que l'on passe rapidement de la notion de confort ou de bien être à celle de santé[3].

Historique.

La climatisation dans le sens moderne du mot, qualifiée dès son apparition d'adjectifs enthousiastes (révolution dans la vie de tous les jours, branche d'avenir qu'il faut cultiver, l'air conditionné toutes saisons, climatisation de confort...), apparaît, en réalité comme une variante perfectionnée des procédés très anciens de rafraîchissement de confort, utilisés du temps des pharaons et, en remontant le cours des siècles, certainement bien avant les rois de l'ancienne Egypte. En effet, les Egyptiens connaissaient déjà le secret du refroidissement par évaporation en éventant des récipients plats remplis d'eau. On peut supposer qu'ils sont arrivés à cette découverte en y appliquant tout simplement le plus vieux et le plus intuitif procédé qui puisse assurément exister au monde, celui de s'éventer quand on a chaud (ou quand on transpire).

De tous les temps, l'homme a recherché systématiquement les moyens de pallier les effets de la chaleur : éventails et glace d'abord, ventilation et réfrigération plus tard.

Ayant acquis progressivement la maîtrise quasi absolue dans les deux derniers domaines, les thermiciens frigoristes de la première génération ont pu mettre à la disposition des commerçants et des industriels des moyens de plus en plus efficaces de conservation, de congélation et de transport des denrées périssables, d'une part, et de nombreuses possibilités d'application de réfrigération dans les différentes branches d'industrie moderne, d'autre part[9].

Mais si la technique de réfrigération commerciale (chambres froides, meuble et vitrines réfrigérés, ...) a permis très rapidement aux ingénieurs de passer à celle de réfrigération domestique (en offrant aux ménagères, dès les années 30, les premiers réfrigérateurs domestiques), il n'en était pas de même en ce qui concerne le conditionnement d'air.

En effet, aux impératifs typiquement industriels (dépoussiérage, séchage industriel, élimination des buées, humidification et dessiccation contrôlée, basse température, stockage en atmosphère contrôlée, traitements particuliers divers, ...), se sont ajoutés ceux visant tout d'abord l'amélioration des conditions de travail et d'hygiène, d'une part, et du confort physiologique des travailleurs eux-mêmes, d'autre part, et ce n'est que beaucoup plus tard qu'on a songé à faire bénéficier de ces nouvelles techniques de climatisation[3].

Les deux premières étapes de cette évolution ayant été ainsi franchies, on a pu assister, dès les années cinquante à une spectaculaire domestication de la technique de climatisation. Peu d'industries ont pris, en effet, un essor aussi prodigieux que celle des armoires monoblocs autonomes de conditionnement d'air et des climatiseurs individuels de type «window». Aux U.S.A, on climatise les habitations depuis plus de soixante ans, mais en Europe c'est seulement après la deuxième guerre mondiale que les premiers matériels de cette catégorie ont fait leur apparition.

La climatisation, l'une des plus jeunes techniques moderne, est devenue aujourd'hui une réalité sociale de premier plan et voit son champ d'action s'élargir de jour en jour : on ne peut plus imaginer maintenant un plan d'urbanisme qui ne prévoie, dès le début, une installation de climatisation, et ceci aussi bien dans les grands ensembles que dans les habitations familiales. Facteur de productivité, solidement ancrée dans maints foyers, la climatisation, symbole de l'amélioration incontestable de nos conditions de vie, n'est pas seulement un signe de confort, mais bien celui de progrès et de santé[3, 18].

Objet de l'étude.

Tout projet de climatisation commence par le calcul des besoins frigorifiques (ou calorifiques) nécessaires pour garantir aux occupants des locaux à climatiser des conditions de confort données. Ensuite, parmi plusieurs solutions possibles, il faut choisir la plus adaptée pour l'application considérée sur la base d'impératifs technico-économiques.

Le rôle de l'ingénieur consiste à dimensionner et à améliorer le fonctionnement des systèmes existants ou encore, à un niveau supérieur, à concevoir de nouveaux systèmes, de nouvelles techniques.

Pour la production du froid (et éventuellement la production thermodynamique de la chaleur), les systèmes de climatisation utilisent le cycle frigorifique à compression de vapeur. Par conséquent, toute évolution réalisée dans le fonctionnement des systèmes frigorifiques a une influence directe sur les performances des systèmes de climatisation.

De toutes les techniques de climatisation modernes, la climatisation individuelle est de loin la plus répandue, grâce à la facilité de sa mise en œuvre et à la diversité de ses domaines d'application. Les climatiseurs individuels de type monobloc se rencontrent de nos jours dans des domaines aussi variés que ceux du tertiaire, des transports, de l'industrie, des engins agricoles,...

Si dans la littérature technique, la description des systèmes de climatisation est très bien présentée, on n'y trouve en revanche que quelques orientations d'ordre général sur les méthodes utilisées pour leur dimensionnement, notamment en ce qui concerne les climatiseurs monobloc, qui sont des systèmes très séduisants par leur compacité.

Dans notre étude, nous nous fixons pour objectif d'établir une méthode de dimensionnement des composants d'un climatiseur individuel de type « window » en utilisant une méthode de calcul basée sur la superposition de plusieurs modules élémentaires, analysés séparément, pour obtenir l'échangeur global.

Dans le chapitre I, nous présenterons :

- Le cycle frigorifique, son principe de fonctionnement, ses différents composants avec leurs caractéristiques, l'influence des paramètres principaux sur ses performances ;
- Les différents types de climatiseurs individuels, leur description et leurs caractéristiques.

Le chapitre II sera consacré à la présentation détaillée du climatiseur monobloc de type « window » ; tandis que la régulation, qui joue un rôle très important dans le domaine de la climatisation, fera l'objet du chapitre III.

Enfin, les deux derniers chapitres seront réservés à l'analyse et la présentation de la procédure de dimensionnement pour le chapitre IV et à la présentation des résultats de l'étude pour le chapitre V.

Chapitre I

LES SYSTEMES DE CLIMATISATION, DESCRIPTION ET CARACTERISTIQUES

La production du froid nécessaire au rafraîchissement de l'air dans les systèmes de climatisation est obtenue grâce à un cycle frigorifique classique comme celui qui se trouve à la base de toute machine frigorifique. Dans le présent chapitre, nous allons passer en revue brièvement les différents systèmes de climatisation en les décrivant et en donnant leurs caractéristiques les plus importantes ; cependant, nous laisserons de côté pour le moment le climatiseur « window » auquel il sera consacré le chapitre suivant, étant donné l'importance qu'il revêt pour la présente étude. Mais, tout d'abord, nous entamons ce chapitre par la présentation du cycle frigorifique à compression de vapeur.

I.1 Cycle fondamental à compression de vapeur d'un frigorigène pur.

La machine à un étage de compression, très simple et très symétrique, comprend les éléments suivants fig (1.1).

- L'évaporateur où le frigorigène s'évapore en prélevant de la chaleur au frigoporteur qui se refroidit de T_{f1} à T_{f2} .
- Le compresseur qui aspire, sous la pression P_1 , la vapeur légèrement surchauffée du frigorigène issu de l'évaporateur et la comprime jusqu'à la pression de condensation P_2 .
- Le condenseur où le frigorigène se condense en cédant de la chaleur au caloporteur qui s'échauffe de T_{c1} à T_{c2} .
- Le détendeur qui lamine le frigorigène légèrement sous refroidi, et alimente l'évaporateur sans défaut ni excès.

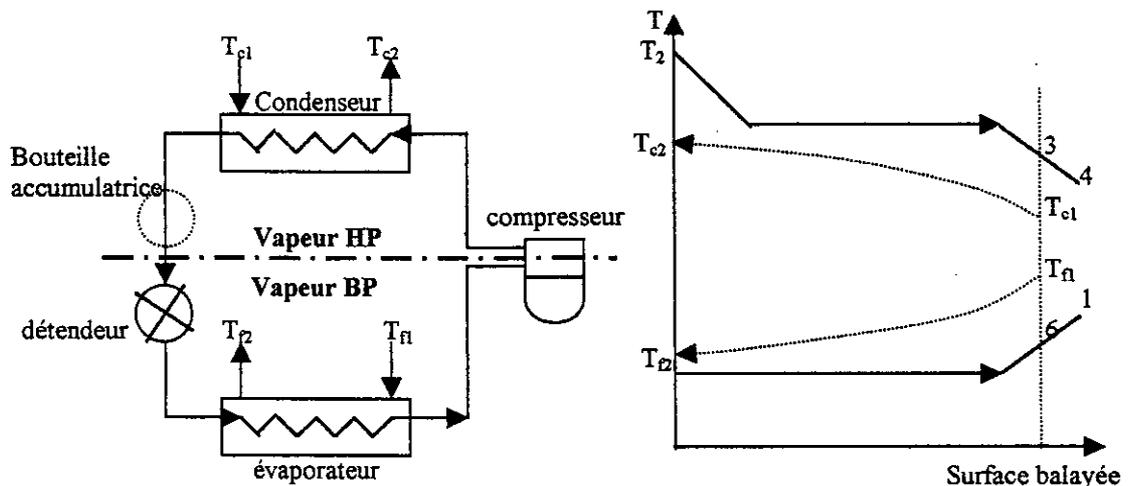


Fig.(1,1) Schéma de principe d'une installation frigorifique à compression de vapeur.

En général, on dispose d'une bouteille accumulatrice de liquide à la sortie du condenseur. Cette bouteille permet d'alimenter le détendeur toujours en phase liquide malgré les fluctuations du volume de liquide frigorigène retenu à un moment donné dans les échangeurs. Elle est indispensable pour avoir une réserve de frigorigène dans le circuit sans risque de noyer le condenseur.

Le cycle frigorifique à compression de vapeur, fig.(1.2), comprend les transformations suivantes (on suppose que les pertes de charge sont nulles) :

- Entre les points 1 et 2, la vapeur du frigorigène est comprimée de P_f à P_c . Si le compresseur était parfait et fonctionnait isentropiquement, c'est à dire adiabatiquement (sans échange de chaleur avec l'extérieur) et réversiblement (sans intervention de phénomènes dissipatifs), la transformation suivrait l'isentrope $S = \text{constant}$; on atteindrait ainsi le point 2s.

Lors d'une compression réelle, on atteint un point final différent 2, situé à droite du point 2_s sur la même isobare, à cause de la production d'entropie qui accompagne la compression réelle.

- Entre les points 2 et 3, le fluide frigorigène est désurchauffé, puis condensé à température constante et enfin le liquide est sous refroidi jusqu'à la température T_3 dans les derniers éléments du condenseur puis jusqu'à T_4 dans la tubulure reliant le condenseur au détendeur.

- Entre les points 4 et 5 le liquide frigorigène se détend de P_c à P_f en n'échangeant avec le milieu extérieur ni énergie mécanique (le détendeur étant un robinet et non un moteur), ni chaleur (sa surface d'échange étant négligeable). L'enthalpie du frigorigène reste constante, la détente est isenthalpique. Le liquide devant nécessairement se refroidir de T_4 à T_5 , une partie de sa masse se vaporise. Après la détente, on obtient un mélange liquide - vapeur avec le titre x_5 .

- Entre les points 5 et 6, le frigorigène se vaporise, sous la pression P_f , à la température T_5 en produisant le froid utile dans l'évaporateur. La vapeur qui en résulte subira ensuite une légère surchauffe de T_5 à T_6 toujours sous la pression P_f dans les derniers éléments de l'évaporateur. La surchauffe se poursuit dans la conduite d'aspiration entre les points 6 et 1.

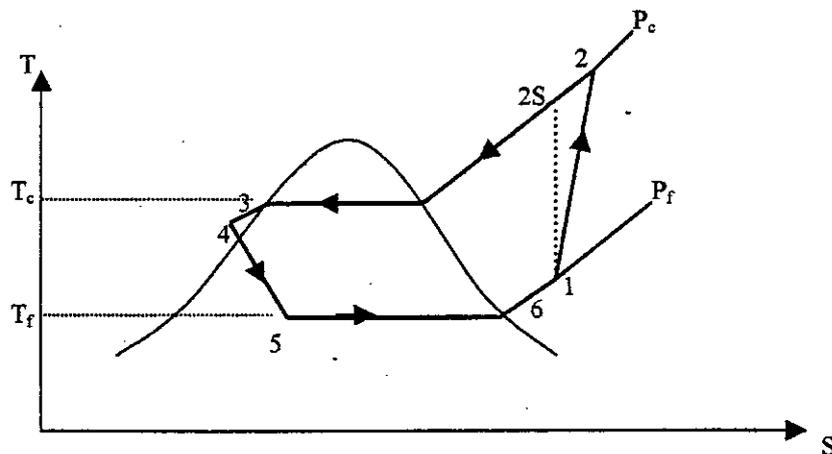


Fig.(1,2) Représentation du cycle frigorifique sur le diagramme T-S.

L1.1 Condition de fonctionnement et caractéristiques d'une machine.

Les caractéristiques de fonctionnement d'une machine frigorifique, ou d'une pompe à chaleur, à compression monoétagée (puissance frigorifique ou calorifique, coefficient de performance, puissance absorbée) dépendent plus ou moins fortement, des paramètres suivants :

- La température (ou pression) d'évaporation ;
- La température (ou pression) de condensation ;
- La surchauffe de la vapeur à l'aspiration ;
- Le sous refroidissement du liquide.

Les valeurs de ces paramètres fixent les conditions de fonctionnement de la machine.

Examinons l'influence de ces paramètres sur la puissance frigorifique (ou calorifique) et le coefficient de performance.

I.1.1.1 Température d'évaporation.

La charge frigorifique Q_1 produite par kg de fluide est représentée sur le diagramme PH (voir fig(1.3) ci-dessous) par le segment de droite (5,1). Quand la pression d'évaporation diminue tandis que les trois autres paramètres sont maintenus constants, Q_1 diminue également alors que la puissance absorbée par le compresseur augmente, car, H_5 restant constant, H_1 décroît comme illustré sur la figure ; ce qui provoque une chute du coefficient de performance.

Les principales causes d'une baisse anormale de la température dans l'évaporateur sont les suivants :

- Des bouchons d'huile obturent la conduite d'aspiration, notamment si la vitesse de la vapeur est insuffisante.
- Le débit d'huile entraînée avec le fluide frigorigène est anormalement grand, ce qui altère le transfert de chaleur.
- La batterie froide est givrée de façon excessive, éventuellement avec réduction du débit du ventilateur.

Pour éviter les conséquences d'une baisse anormale de la température d'évaporation, on utilise un pressostat basse pression et, dans certains cas, également un robinet à pression constante.

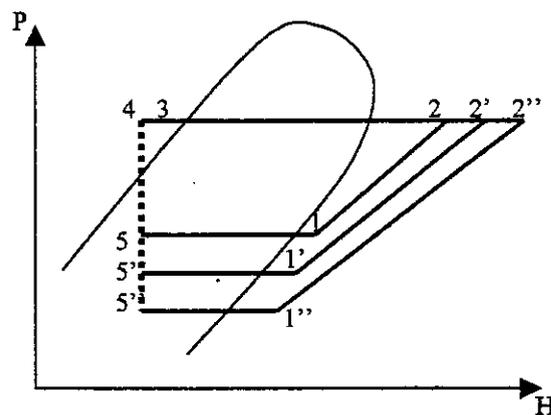


Fig.(1,3) Influence de la température d'évaporation sur les performances d'un système frigorifique.

I.1.1.2 Température de condensation.

Une température de condensation ne doit pas devenir trop importante pour des raisons évidentes de sécurité, mais aussi pour des raisons de performance énergétique.

En fonctionnement normal, il peut être nécessaire de régler la pression de condensation pour éviter qu'elle ne devienne trop faible. En particulier, dans le cas de l'injection directe, le débit frigorigène délivré par le détendeur thermostatique, même à ouverture maximale, peut être insuffisant, si l'écart entre la pression de condensation et celle d'évaporation devient trop petit. De plus, une pression de condensation trop basse peut engendrer un phénomène de vaporisation (flash gaz) dans la conduite de liquide à l'aval du condenseur.

Une température de condensation trop élevée diminue la puissance frigorifique, car H_1 restant constant, H_5 augmente. Il faut noter cependant que cette décroissance est plus faible que celle résultant d'un abaissement équivalent de la température d'évaporation. D'un autre

côté, cette élévation de la température de condensation conduit à une augmentation du travail de compression, donc elle entraîne une chute du coefficient de performance.

Les principales causes d'élévation de la température de condensation sont les suivantes :

- Une montée de la température de l'air de refroidissement altère le transfert de chaleur et diminue la quantité de chaleur évacuée.
- La surface d'échange dans un condenseur pourrait devenir anormalement réduite, par suite du remplissage partiel du condenseur en frigorigène liquide ; cet incident peut résulter d'une charge excessive en fluide frigorigène.

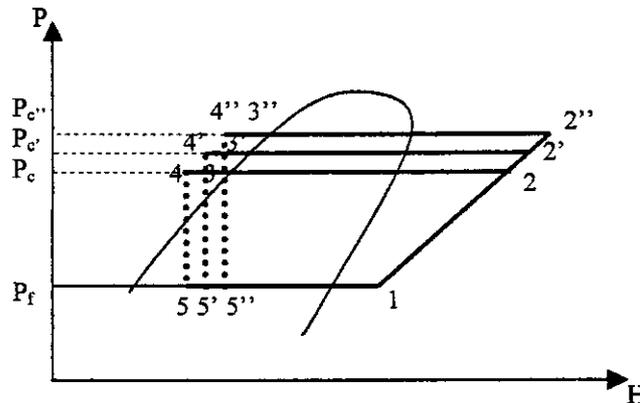


Fig.(1,4) Influence de la température de condensation sur les performances du système frigorifique.

Les dispositifs de contrôle de la pression de condensation dépendent du type de condenseur utilisé.

Dans le cas d'un condenseur à eau, on utilise soit un robinet à eau pressostatique, soit un régulateur de pression ou un dispositif thermostatique antigel.

Dans le cas d'un condenseur évaporatif, on utilise soit un pressostat haute - pression, soit un régulateur de pression, soit enfin un dispositif thermostatique antigel.

Dans le cas d'un condenseur à air, on utilise soit des volets pressostatiques, soit un régulateur de pression, soit encore un convertisseur de fréquences.

I.1.1.3 Le sous refroidissement.

Pour accroître le sous refroidissement du liquide frigorigène avant son entrée dans le détendeur, on peut le faire circuler dans un échangeur à contre courant par rapport à la vapeur

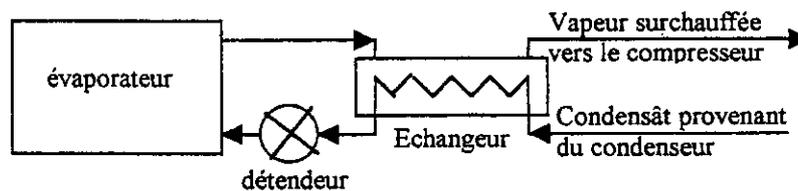


Fig.(1,5) Utilisation d'un échangeur pour accentuer le sous refroidissement et la surchauffe

de frigorigène sortant de l'évaporateur ; la vapeur s'y réchauffe avant son aspiration tandis que le sous refroidissement du liquide frigorigène s'accroît.

Les avantages du sous refroidissement sont :

- Une protection accrue du compresseur vis à vis de la pénétration du liquide (coup de liquide) ;
- Une protection contre l'apparition de la phase gazeuse à l'entrée du détendeur ;
- Une meilleure extraction de l'huile du frigorigène qui revient vers le compresseur ;
- L'augmentation de la surchauffe peut accroître l'efficacité du compresseur.

Les inconvénients du sous refroidissement sont :

- L'élévation de la température de la vapeur refoulée ;
- L'investissement supplémentaire de l'échangeur.

I.2 Composants des climatiseurs individuels.

On distingue deux types d'éléments dans une installation de climatisation :

- Les éléments constituant le circuit frigorifique : Ces éléments assurent la production du froid, (éventuellement du chaud) ;
- Les équipements aérauliques : Ils assurent le transfert de l'air entre l'installation de traitement et la zone à climatiser.

I.2.1 Le circuit frigorifique.

Le circuit frigorifique comporte un compresseur, un détendeur et deux échangeurs de chaleur, un évaporateur et un condenseur. Ces éléments sont traversés à tour de rôle par un fluide de travail appelé «fluide frigorigène », dont les transformations permettent, d'une part, d'absorber la chaleur en provenance de l'air à traiter, en se vaporisant dans l'évaporateur ; et d'autre part, de restituer à l'air extérieur, en se condensant dans le condenseur, la chaleur absorbée dans l'évaporateur et l'équivalent thermique de la compression.

I.2.1.1 Le compresseur.

Le compresseur, dont le rôle est de porter le fluide frigorigène d'un niveau basse pression - basse température (conditions dans l'évaporateur) à un niveau haute pression - haute température (conditions dans le condenseur), afin que sa condensation soit possible à la température ambiante, constitue l'élément le plus fragile de l'installation du fait qu'il comporte un certain nombre de pièces mécaniques en mouvement.

Les compresseurs actuellement utilisés dans les installations frigorifiques sont de deux types :

- Les compresseurs volumétriques, comprenant notamment les compresseurs alternatifs à pistons, le compresseur à vis et les compresseurs rotatifs.
- Les compresseurs rotodynamiques qui sont essentiellement des compresseurs centrifuges.

I.2.1.2 Le condenseur.

Le rôle du condenseur consiste à refroidir la vapeur surchauffée du fluide frigorigène jusqu'à sa température de saturation, puis liquéfier la vapeur saturée ainsi obtenue et enfin

éventuellement sous refroidir le condensât si la température de l'agent de refroidissement le permet.

Le sous refroidissement peut avoir lieu, selon le type de condenseur, soit dans les derniers éléments du parcours de l'appareil même (si ce dernier est surdimensionné), soit dans un serpentin additionnel spécialement conçu à cet effet.

On distingue trois types de condenseurs selon la nature de l'agent de refroidissement :

- les condenseurs à air
- les condenseurs à eau
- Les condenseurs évaporatifs.

I.2.1.2.1 Les condenseurs à air.

Ils sont constitués d'une batterie de tubes ailetés à l'intérieur desquels circule le fluide frigorigène. A l'extérieur des tubes, la batterie est traversée par un fort courant d'air engendré par un système de ventilation. Les condenseurs à air sont donc en général des échangeurs qui mettent en jeu une convection forcée. On pourrait rencontrer cependant sur les appareils ménagers notamment, des condenseurs à air à convection naturelle.

Principaux avantages.

- Exploitation très économique.
- Possibilité d'utilisation à bord d'engins mobiles.

Inconvénients.

- Coefficient d'échange et rendement plus bas par rapport aux autres types de condenseurs ;
- Bruit dû aux ventilateurs ;
- Batteries exposées aux poussières et aux intempéries ;
- Nécessité d'un emplacement bien ventilé ;
- A puissance égale, ils sont plus encombrants que les condenseurs à eau ;
- Régulation plus délicate ;

I.2.1.2.2 Les condenseurs à eau.

Sur les installations de conditionnement d'air, on en rencontre trois types :

- Les condenseurs à tubes concentriques à contre courant. Fig.(1,6);
- Les condenseurs à cloche (à calandre et serpentin), généralement de type vertical. Fig.(1,7);
- Les condenseurs multitubulaires. Fig.(1,8).

Principaux avantages.

- Très bon coefficient d'échange et meilleur rendement par rapport à celui des condenseurs à air ;
- Possibilité de maintenir la pression de condensation à une valeur pratiquement constante ;

- Implantation facile du groupe compresseur - condenseur, même dans un endroit très peu ventilé, d'où une autonomie presque totale ;
- Absence de ventilateur, et donc de bruit ;
- A puissance égale, ils sont beaucoup moins encombrants que les condenseurs à air.

Inconvénients.

- Dépenses en eau souvent prohibitive ;
- Un manque en eau se traduit aussitôt par des troubles dans le fonctionnement ; alors qu'une éventuelle fuite d'eau au condenseur provoque inévitablement une avarie totale du compresseur ;
- Lorsque l'eau utilisée n'est pas insuffisamment pure, elle encrasse très rapidement les parois des tubes, créant ainsi une résistance complémentaire au transfert thermique, d'où nécessité d'un détartrage délicat et régulier des tubes afin d'éviter le risque d'un fonctionnement à des températures de condensation élevées ;
- Danger d'une congélation en hiver, qui nécessiterait dans certains cas de vidanger complètement l'appareil.

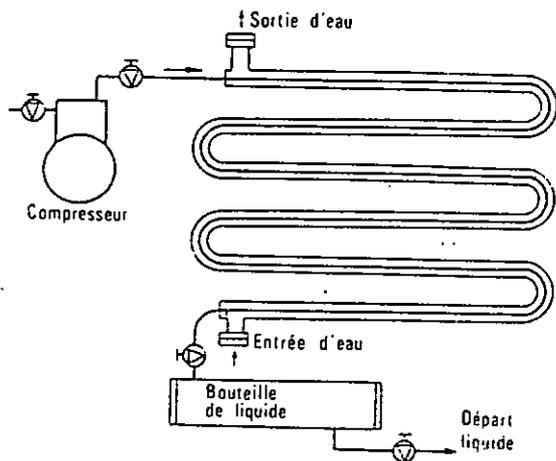


Fig. (1,6) Condenseur à contre courant.

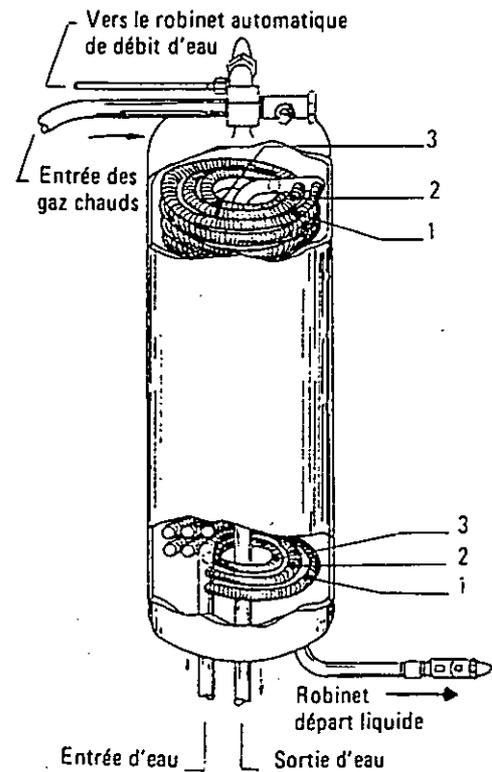


Fig.(1,7) Condenseur à cloche

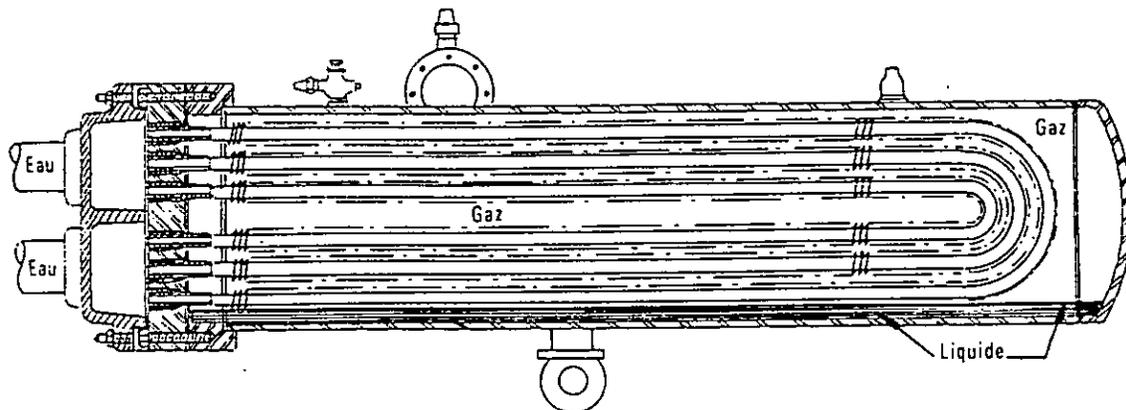


Fig.(1,8) Condenseur multitubulaire

1.2.1.2.3 Les condenseurs évaporatifs.

Un condenseur évaporatif comporte trois parties principales. Fig.(1,9):

- Une batterie de tubes lisses en acier galvanisé parcourus par le fluide frigorigène en cours de condensation. Les tubes sont disposés en serpentins à pas très serré, reliés à deux collecteurs horizontaux ; l'un reçoit les vapeurs à condenser et l'autre évacue le liquide résultant de la condensation.
- Une section de circulation d'eau comprenant une pompe centrifuge, qui aspire l'eau dans un bassin métallique situé à la base de l'appareil, puis la refoule vers des rampes de pulvérisation ou de distribution d'eau, placées juste au-dessus de la batterie de condensation. Le bassin est équipé d'un robinet à flotteur qui l'alimente en eau d'appoint ; un trop-plein permet d'éviter la concentration en sels minéraux.
- Une section de ventilation, équipée de ventilateurs axiaux ou centrifuges à basse vitesse de rotation, assurant une circulation d'air ascendante à vitesse élevée sur le film d'eau en ruissellement sur les surfaces extérieures des tubes. A la sortie de l'appareil, un séparateur empêche les gouttelettes d'eau d'être entraînées dans le flux d'air de soufflage.

Ce type d'appareil doit être placé dans un milieu très aéré, à l'extérieur si possible ; il combine un échange de chaleur sensible avec un échange latent par évaporation partielle de l'eau qui vient saturer le courant d'air ascendant. Le fonctionnement d'un tel appareil est donc entièrement lié à la température humide de l'air. C'est dans le domaine du froid industriel que les condenseurs évaporatifs sont le plus utilisés.

Actuellement, en dépit des nombreux avantages que les condenseurs à eau présentent par rapport aux condenseurs à air, le recours à leur utilisation est soumis à des conditions très restrictives :

- Disponibilité d'une eau présentant toutes les garanties quant à sa qualité, sa pureté et sa non agressivité ;
- La température de l'eau doit être parfaitement compatible avec les conditions de fonctionnement prévues ;
- La proximité d'un réseau d'évacuation de l'eau, voir la possibilité de sa réutilisation éventuelle pour les besoins sanitaires, afin de compenser partiellement les coûts élevés de l'eau (qui se fait de plus en plus rare) et de son traitement.

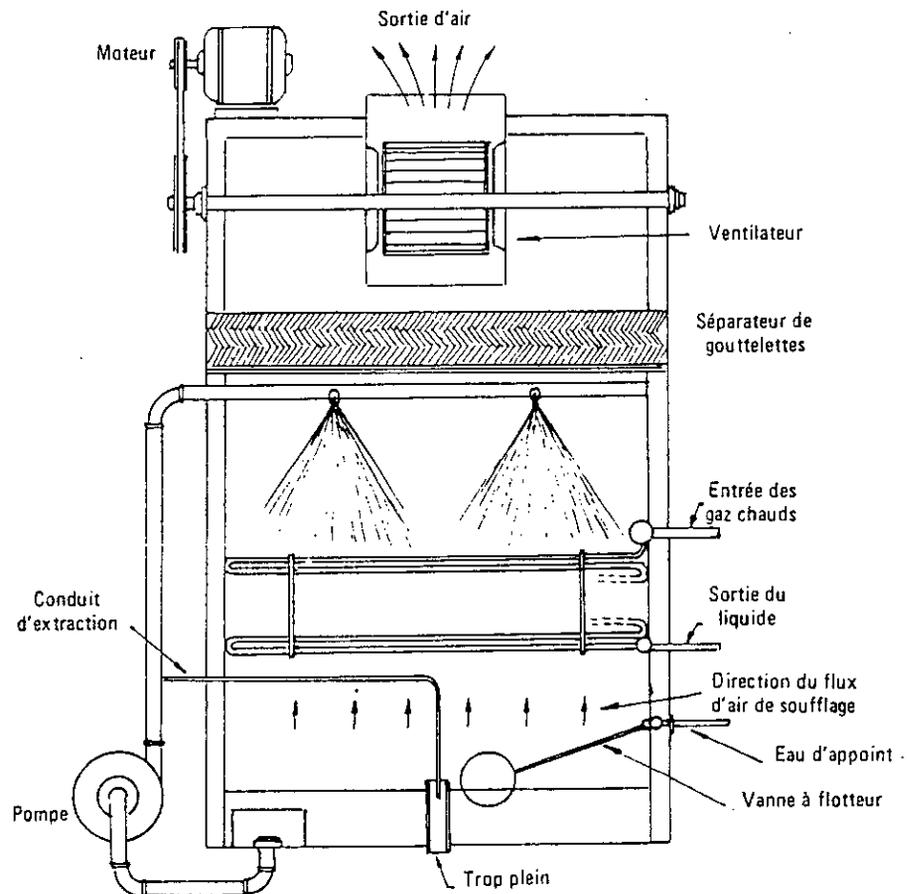


Fig.(1,9) Condenseur évaporatif.

I.2.1.3 Le détendeur.

Le rôle du détendeur est de régler le débit de circulation du fluide frigorigène dans le circuit. La quantité de fluide admise à l'évaporateur en un temps donné doit être exactement égale à la quantité qui peut se vaporiser compte tenu de la chaleur disponible au niveau de l'évaporateur. S'il en est ainsi, le détendeur assure le maintien dans l'évaporateur et dans le condenseur des pressions et températures les plus avantageuses pour l'installation considérée et pour des conditions extérieures données. Pour assurer la régulation du débit de fluide frigorigène, on peut utiliser :

1. Dans le cas des évaporateurs à détente directe, c'est à dire dans lesquels le fluide frigorigène se vaporise complètement ;
 - Des détendeurs à tubes capillaires ;
 - Des détendeurs thermostatiques ;

- Des détendeurs à commande électronique.
- 2 Dans le cas d'évaporateurs noyés, c'est à dire dans lesquels il n'y a qu'une partie du fluide frigorigène en circulation qui se vaporise:
- Des régulateurs de niveau ;
 - Des détendeurs à flotteur.

I.2.1.4. L'évaporateur.

Il consiste généralement en une tuyauterie plongée dans l'eau, la saumure, l'air ou toute autre substance que l'on cherche à refroidir ; à l'intérieur de la tuyauterie se trouve le fluide frigorigène. Inversement, le fluide frigorigène peut être contenu dans un réservoir fermé (calandre), traversé par un faisceau tubulaire où circule la substance à refroidir.

Dans les deux cas le fonctionnement est identique. La température du liquide en évaporation dépend de la pression qui règne dans l'évaporateur et elle est en tout cas inférieure à celle de la substance à refroidir ; celle-ci cède sa chaleur au fluide frigorigène en évaporation.

On distingue quatre types d'évaporateurs classés suivant la nature et la substance à refroidir :

- Les évaporateurs refroidisseurs d'air (ambient) ;
- Les évaporateurs refroidisseurs de gaz sous pression ;
- Les évaporateurs de liquéfaction totale ou partielle de gaz.

Les refroidisseurs d'air, les seuls utilisés en climatisation, sont constitués essentiellement de tubes ailettes sur lesquels passe de l'air mis en mouvement par un ventilateur.

I.2.2. Les équipements aérauliques.

La mise en circulation des fluides, air et eau, qui interviennent dans l'échange et le transport de la chaleur et du froid nécessite la mise en œuvre d'équipements techniques spécialisés : les équipements aérauliques.

La maîtrise de l'efficacité et du coût des équipements justifie de faire circuler l'air à une vitesse élevée (de plusieurs mètres par seconde). C'est entre autres le cas :

- Dans les échangeurs (pour intensifier l'échange thermique par convection) ;
- Dans les conduites (pour augmenter le débit).

Les ventilateurs assurent la circulation de l'air, ils sont conçus de manière à communiquer à la veine d'air qui les traverse :

- Un mouvement qui caractérise le débit ;
- Une pression qui permet à l'air de vaincre la résistance du conduit ou des appareils placés sur son parcours.

On distingue deux types de ventilateurs :

I.2.2.1. Les ventilateurs axiaux.

L'énergie du moteur d'entraînement est transmise à la veine d'air par la rotation d'une hélice, munie de pales profilées ; le débit dépend du diamètre d'hélice et de la vitesse de rotation. Facile à installer car ne nécessitant qu'un minimum d'accessoires de raccordement.

I.2.2.2. Les ventilateurs centrifuges.

L'énergie du moteur est transformée en vitesse et en pression par une turbine munie d'aubes profilées. L'air est aspiré au centre de la turbine puis rejeté à la périphérie dans l'enveloppe du ventilateur qui, en s'évasant forme un canal d'évacuation. Le rejet s'effectue tangentiellement.

L'aspiration peut s'effectuer par une seule face latérale de la turbine (le ventilateur est à simple ouïe d'aspiration) ou par les deux faces opposées (le ventilateur est installé dans un caisson ou l'air est aspiré en vrac, ce qui facilite le raccordement des gaines à l'aspiration et au refoulement).

I.3 Systèmes de climatisation individuelle.

Le terme de climatisation individuelle désigne l'ensemble des appareils autonomes de climatisation non raccordés à un système centralisé, le matériel est totalement monté en usine. Sa classification peut se faire soit suivant la technologie employée ; elle est déterminée alors par la nature du fluide irriguant les échangeurs, ce fluide pouvant être de l'air ou de l'eau, seul le couple eau /eau est hors domaine, un climatiseur autonome étant destiné à refroidir l'air du local à traiter ; soit suivant la présentation de l'appareil ; monobloc ou split système (climatiseur à éléments séparés). On a donc les quatre combinaisons suivantes :

- air / air monobloc ;
- air/air split système ;
- eau/air monobloc ;
- eau/air split système.

A ces deux critères s'en ajoutent d'autres, notamment la réversibilité et la puissance des climatiseurs.

On distingue aussi les appareils mobiles, déplaçables à volonté, et les appareils fixés à demeure.

I.3.1. Climatiseurs mobiles.

Description : ce sont des climatiseurs air/air destinés à traiter localement l'air d'une pièce, pour assurer le confort d'un poste de travail par exemple. Leur caractéristique principale est leur légèreté et la présence de roulettes sous leur caisse, rendant aisé leur déplacement. Leur puissance thermique faible (puissance frigorifique maximale de 2,5 kw.) limite leur emploi à la climatisation de proximité. Pour ces raisons, ils ne sont pas vraiment intégrés dans la gamme conventionnelle des appareils de climatisation, dont l'objectif est de traiter une pièce ou un local en entier.

Principe : il en existe deux types : monobloc et split système.

- Les mobiles monoblocs sont constitués d'une seule unité renfermant tous les composants et d'un tuyau évacuant l'air chaud, ayant refroidi le condenseur, vers l'extérieur. Ce tuyau souple d'environ 1,5 m de longueur (diamètre 100 mm) est passé dans l'entrebâillement d'une porte ou d'une fenêtre ou dans un orifice adéquat. Deux technologies existent pour refroidir le condenseur mais toutes deux utilisent l'air traité du local.
 - La première utilise uniquement de l'air pour alimenter le condenseur ; la quantité extraite est d'environ 50 à 80 m³ /h.
 - La seconde fait usage d'un condenseur évaporatif où l'air évacué est saturé de vapeur d'eau provenant d'un bidon d'une quinzaine de litres faisant partie de l'équipement et qu'il faut remplir périodiquement. Ce dispositif limite le débit de l'air extrait du local à moins de 30 m³/h.

Dans les deux cas, de l'air extérieur pénètre par infiltration en quantité égale à la quantité extraite et diminue donc d'autant la puissance utile de l'appareil, les condensats peuvent être soit dirigés vers la réserve d'eau utile à la condensation, soit, pour les monoblocs tout air, être stokés dans un bidon annexe, à vider régulièrement.

- Les mobiles split système se présentent sous la forme de deux unités reliées par des liaisons souples assemblées en usine. La plus grosse unité, semblable à celle de monobloc, reste dans le local à traiter, l'autre, de dimension plus réduite, se pose sur un rebord de fenêtre ou sur un balcon pour des raisons de légèreté et d'encombrement minimal ; cette dernière unité ne comporte que le condenseur et son ventilateur. Ce système est d'un point de vue thermodynamique le meilleur, puisqu'il n'extrait pas d'air du local. De plus, les condensats sont évacués vers l'extérieur par l'intermédiaire de liaisons souples. Ces appareils peuvent être réversibles.

Avantages

- Caractère mobile, souplesse d'emploi ;
- Appareil d'entrée de gamme ne nécessitant aucune installation ;
- Simplicité.

Inconvénients.

- Usage ponctuel uniquement ;
- Niveau acoustique élevé (tous les composants bruyants à proximité de l'utilisateur) ;
- Puissance réellement utile, faible ;
- Contrainte de remplissage ou de vidange d'un réservoir d'eau (monobloc).

Domaine d'utilisation.

Les climatiseurs mobiles suffisent pour régler des problèmes ponctuels de confort thermique, dans des locaux où la mise en place d'un système plus puissant installé à demeure n'est pas souhaitée.

I.3.2 Climatiseurs fixes.

On trouve au sein de cette catégorie, les climatiseurs monoblocs air/air de type « window », les climatiseurs air/air de type « split système », les climatiseurs monoblocs eau/air et enfin les climatiseurs eau/air « split système ».

Comme le climatiseur monobloc air/air constitue l'objet de la présente étude, nous avons choisi de lui consacrer le chapitre suivant. Dans ce qui suit nous allons donner les caractéristiques principales des trois autres types de climatiseurs.

I.3.2.1. Climatiseur air /air split système.

Caractéristiques descriptives.

Ce sont des climatiseurs à condensation par air dans lesquels le compresseur et le condenseur sont dissociés de l'évaporateur. Ce dernier, ainsi que le ventilateur de soufflage - reprise, sont logés dans le local à traiter (c'est l'unité intérieure). Le groupe compresseur - condenseur est logé à distance à l'extérieur du local (c'est l'unité extérieure). La liaison entre unités intérieure et extérieure est assurée par des canalisations frigorifiques, leur installation nécessite l'intervention d'un spécialiste (frigoriste).

Les unités intérieures sont proposées en différentes options : sous forme de consoles murales, adossées à une paroi (montage vertical) ; de consoles plafonniers, montées horizontalement ; de cassettes, encastrées dans un faux plafond. Les modèles plafonniers sont parfois équipés d'une pompe de relevage des condensats permettant une évacuation plus facile

Certains modèles, parmi les plus puissants, permettent de déposer un petit réseau de gaines au soufflage de l'appareil. La pression disponible au ventilateur est dans ce cas une donnée importante. Par un jeu de gaines, il est aussi possible d'avoir une arrivée d'air neuf qui est soufflé dans le local après traitement par le climatiseur.

La combinaison de plusieurs unités intérieures connectées à une même unité extérieure, multisplit, est possible, l'unité extérieure peut selon le cas avoir une puissance égale à la plus puissante des unités intérieures (une seule fonction à la fois) où à la somme des puissances de ces dernières (plusieurs pouvant fonctionner en même temps).

Les climatiseurs split système sont équipés d'un système d'inversion de cycle frigorifique autorisant leur fonctionnement en pompe à chaleur air/air par production thermodynamique, de chaleur.

Pour une même puissance calorifique restituée, ces pompes à chaleur consomment en moyenne trois fois moins d'énergie électrique que n'en consommerait un chauffage électrique traditionnel et provoquant ainsi une économie sensible.

De part, leur conception, les splits sont des appareils silencieux, les composants bruyants se trouvant dans l'unité extérieure. L'alimentation électrique se fait généralement sur l'unité intérieure, l'autre étant alimentée par son intermédiaire via les liaisons existantes entre les deux blocs.

Le domaine d'utilisation des climatiseurs split système couvre la plupart des applications résidentielles et commerciales les plus diverses. L'absence du caisson de l'unité de condensation rend ces ensembles de beaucoup moins encombrants et plus esthétiques en comparaison avec les armoires monobloc, et c'est encore cette même absence qui permet un

montage facile de l'unité intérieure. La gamme de puissance frigorifique s'étend jusqu'à environ 15 kW. Tous les modèles existent en version réversible avec appoint éventuel.

L3.2.2 Climatiseurs monoblocs eau /air.

Caractéristiques descriptives.

Ce sont des appareils monoblocs à condensation par eau, appelés consoles à eau. Ils se présentent généralement sous forme d'un meuble « armoire » vertical ou quelquefois, horizontal, ils peuvent être installés en allège ou en plafond, éventuellement intégrés dans un faux plafond. La gamme de puissance frigorifique usuelle va de 2 à 9 kw.

L'élément de base ci dessus est divisé en trois parties nettement distinctes :

- Le compartiment inférieur où se trouve logé le groupe de compression (à compresseur hermétique ou semi-hermétique, suivant le constructeur) et, un condenseur à eau de type soit vertical soit horizontal ;
- La partie médiane contenant la batterie froide (évaporateur) et quelquefois, une petite rampe de pulvérisation. A noter que dans certains modèles, le moteur d'entraînement du ventilateur est monté également dans cette partie du monobloc ;
- Enfin le compartiment supérieur abrite le système de pulsion d'air, constitué généralement de un ou de deux ventilateurs centrifuges à double ouïe, les turbines sont montées sur un même arbre, entraîné par un moteur électrique.

Le circuit frigorifique est classique. Le condenseur, de type coaxial, est alimenté par de l'eau de ville qui devrait être rejetée après usage. Une vanne à eau pressostatique équipe souvent cet appareil, permettant ainsi de minimiser la consommation d'eau. Un petit réseau de gaines au soufflage est possible sous réserve que la pression au ventilateur soit suffisante.

Domaine d'utilisation.

Ces appareils sont souvent installés lorsque des splits air/air sont difficiles à installer en raison de l'unité extérieure à placer. Ils sont donc fortement présents en environnement urbain, dans des locaux de faible à moyenne surface.

Avantages.

- Monobloc n'ayant pas besoin d'une unité extérieure ;
- Implantation plafonnière possible ;
- Large gamme de puissance disponible.

Inconvénients.

- Consommation d'eau ;
- Transmission acoustique de tous les composants dans la pièce.

L3.2.3 Climatiseur split système eau/air.

Ce sont des climatiseurs split système dont l'unité intérieure est strictement identique à celle des appareils air/air. La gamme de puissance est similaire. Ces appareils sont non réversibles mais peuvent bénéficier d'un appoint électrique. L'unité extérieure doit être alimentée par de l'eau dans les mêmes conditions qu'un monobloc eau/air.

Par rapport au split système air/air, l'unité extérieure peut être installée dans un local non ventilé, donc pas d'unité à placer en extérieur ; faible niveau acoustique. Le seul inconvénient des climatiseurs split système eau / air est leur consommation en eau.

Chapitre II

LE CLIMATISEUR "WINDOW"

II.1 Caractéristiques descriptives.

Ce sont des appareils monoblocs où tout les composants sont dans la même carrosserie. De forme parallélépipédique, ils peuvent être installés dans les vantaux de fenêtres (à guillotine) d'où leur nom «window». Toutefois, on peut aussi les placer dans un trou réalisé dans une paroi donnant sur l'extérieur. La gamme de puissance frigorifique est limitée entre 2 et 6 kW. Ces appareils existent en version réversible et peuvent être équipés d'un appoint électrique.

II.1.1 Les principaux organes constitutifs d'un climatiseur «window» classique. (voir figure (2.1) ci- dessous).

Le climatiseur comporte bien entendu, un circuit frigorifique comprenant notamment :

- Un moto - compresseur (actuellement toujours hermétique) ;
- Un condenseur à air
- Un évaporateur refroidisseur d'air
- Un ventilateur axial assurant la circulation d'air extérieur à travers le condenseur. Certains modèles comportent une commande manuelle séparée d'admission de l'air neuf et d'extraction d'air vicié. La reprise d'air extérieur est réalisée par des ouïes d'aspiration sur les côtés ou sur le dessus. Le soufflage est en face arrière ;
- Un ventilateur, le plus souvent de type centrifuge et quelquefois à hélice, assure le soufflage de l'air traité et la circulation de l'air du local à travers l'évaporateur, la reprise d'air à l'intérieur s'effectue par la face avant de l'appareil. Le soufflage pouvant avoir lieu sur la même face ou par le dessus.
- Sur la plupart des modèles, les condensats de l'évaporateur (ou du condenseur si l'appareil est réversible), dirigés vers la partie extérieure par gravité, sont évacués par un petit tuyau vers une sortie ou pulvérisés par le passage des pales du ventilateur extérieur dans un bac de recueil ;
- Un filtre à air interchangeable ou (lavable) ;
- Les climatiseurs air/air monoblocs sont les seuls à permettre naturellement une arrivée d'air neuf et une évacuation d'air vicié. L'air neuf n'est injecté dans la pièce qu'après traitement et l'air vicié est évacué par aspiration en amont du ventilateur extérieur. Des volets mobiles autorisent l'obstruction du passage d'air.
- Un système de régulation, de commande et de sécurité : un thermostat de contrôle, commandant le compresseur en fonction de la température du local ; un dispositif de contrôle de l'humidité relative de l'air ambiant agissant sur un système de chauffage électrique.

D'autres dispositifs plus ou moins ingénieux peuvent aussi être rencontrés sur ce type de climatiseurs : les volets d'air automatiques, le registre de soufflage d'air orientable dans les quatre directions, une résistance électrique de chauffage d'appoint...

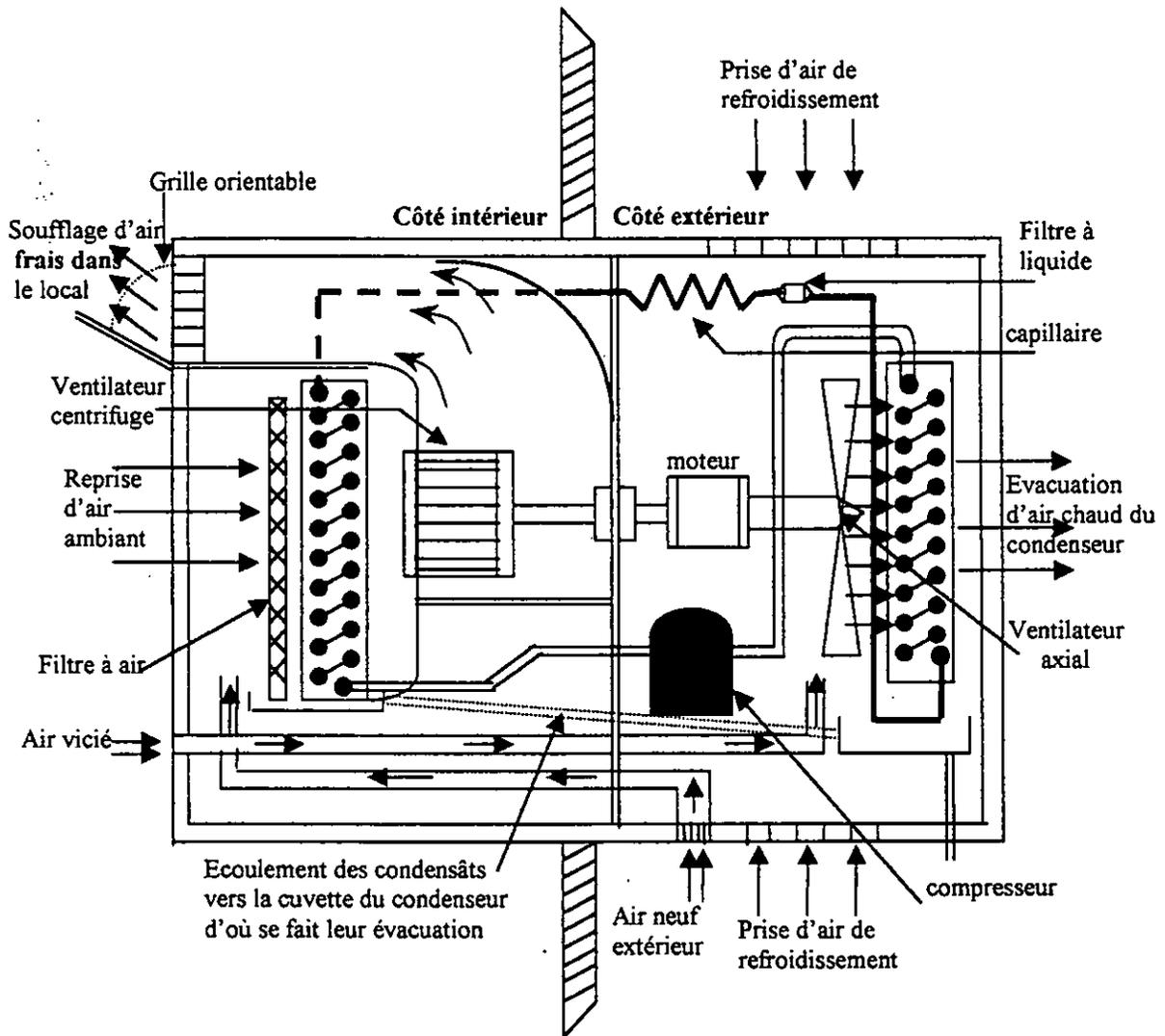


Fig.(2,1) Vue en coupe d'un climatiseur

II.1.2 Système d'inversion de cycle.

Une simple inversion du cycle frigorifique a permis la réalisation révolutionnaire des petits climatiseurs individuels qui peuvent fonctionner en pompe à chaleur.

Contrairement aux climatiseurs individuels classiques qui ne servent qu'au refroidissement de l'ambiance d'un local, les appareils à inversion de cycle permettent aussi d'assurer, en saison froide, un chauffage thermodynamique, grâce à un dispositif d'inversion du cycle frigorifique normal de refroidissement (aspiration dans l'évaporateur et refoulement dans le condenseur), ce qui a pour effet d'inverser les rôles du condenseur et de l'évaporateur. Le compresseur aspire alors dans le condenseur (ce dernier remplissant la fonction d'évaporateur) pour refouler ensuite la vapeur dans l'évaporateur qui devient ainsi condenseur. La figure (2,2) montre la disposition schématique et le fonctionnement d'un système à inversion utilisé sur un des modèles de climatiseurs individuels [3].

Les trois éléments principaux du cycle frigorifique classique (compresseur, condenseur, évaporateur) restent à leur place, le compresseur continue à tourner toujours dans le même sens. Mais le système de tuyauterie de liaison entre les échangeurs thermiques et le compresseur est muni ici de deux robinets spéciaux, dont un, robinet solénoïde pilote, commande un robinet d'inversion à tiroir, ce dernier coulissant dans un sens ou dans l'autre sous l'effet, d'une part, de la pression de refoulement du compresseur (qui s'exerce continuellement sur les deux faces intérieures des deux pistons du tiroir) et, d'autre part, de la pression d'aspiration, cette dernière étant mise, par l'action du robinet solénoïde pilote, en communication avec l'une ou l'autre des faces extérieures des deux pistons du tiroir, ce qui détermine alors le déplacement de ce dernier vers la droite ou vers la gauche.

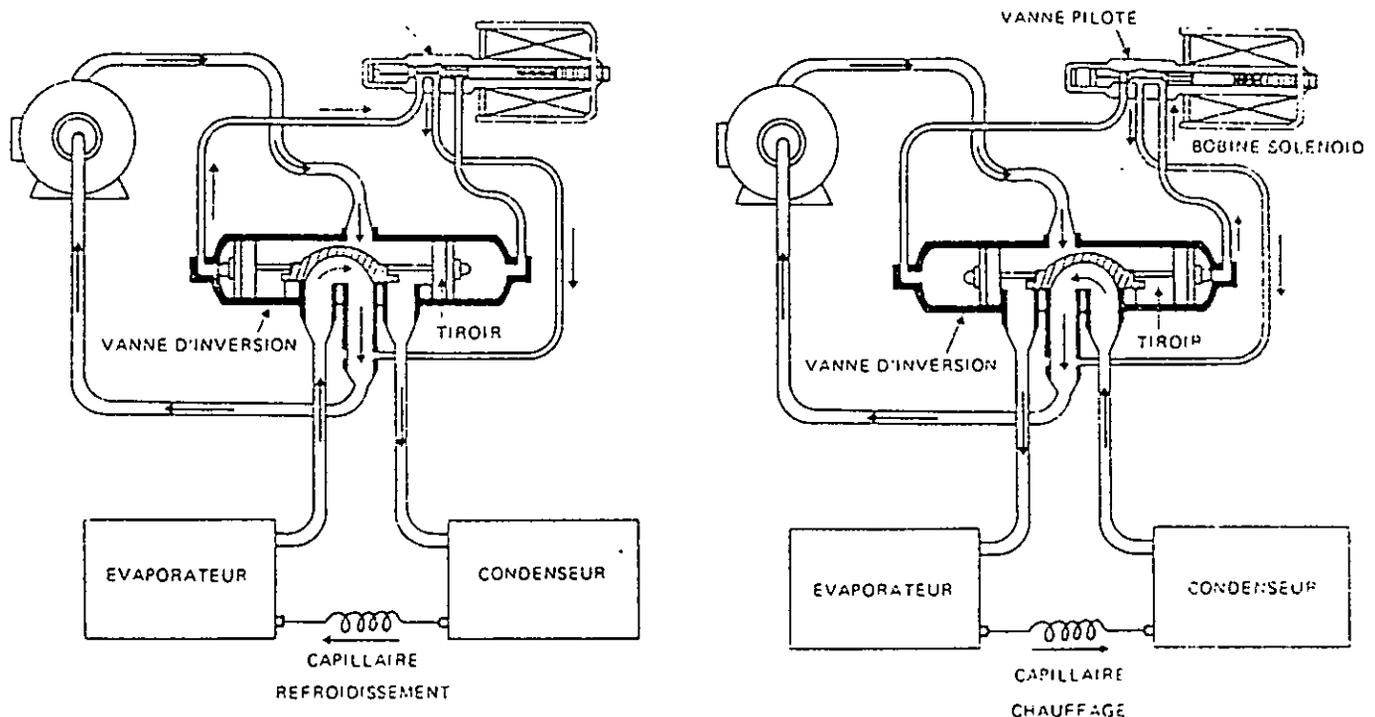


Fig.(2,2) Système d'inversion de cycle.

II.2 Particularités constructives des climatiseurs à cycle réversible.

On sait que dans un système classique de refroidissement, le condenseur doit évacuer (ou dissiper) non seulement la chaleur absorbée dans l'évaporateur mais également l'équivalent en chaleur du travail de compression, il s'ensuit donc que la surface d'échange du condenseur doit être toujours supérieure à celle de l'évaporateur.

Or, que se passe-t-il si, en inversant le cycle frigorifique normal de fonctionnement de l'appareil, on fait travailler l'évaporateur (batterie intérieure) en condenseur, et le condenseur (batterie extérieure) en évaporateur (la géométrie des deux échangeurs restant inchangée) ?

Tout simplement, l'inversion du cycle standard fera travailler le compresseur dans des conditions absolument anormales puisque, d'une part, la puissance thermique d'échange du nouveau condenseur se trouvera fortement diminuée et que, d'autre part, le nouvel

évaporateur (batterie extérieure) accusera, lui, une surface d'échange nettement supérieure à celle du condenseur (batterie intérieure).

Il en résultera donc l'augmentation rapide et dangereuse de la pression (et de la température) de condensation et si, de surcroît, la température extérieure est relativement basse, la diminution non moins importante de la température d'évaporation et donc du coefficient de performance, d'où augmentation de la charge de travail et de l'effort imposé ainsi au compresseur. Ce dernier risquera donc d'être mis rapidement hors service si l'on ne prévoit pas un groupe plus robuste.

On ne peut donc pas inverser impunément le cycle frigorifique de fonctionnement d'un système de compression sans apporter un certain nombre de modifications technologiques à ses principaux composants de base [3,18]. Parmi ces derniers, figure en premier lieu le compresseur, puis les deux échangeurs et enfin l'ensemble des circuits de liaison et de régulation.

II.2.1 Le compresseur.

En inversant le cycle frigorifique d'un climatiseur individuel standard, on placera d'emblée le compresseur dans les conditions de fonctionnement à basse température. Ce qui peut provoquer des coups de liquide, des coups d'huile, le givrage côté basse pression, le danger d'une lubrification insuffisante et donc d'un éventuel grippage du compresseur, la nécessité d'un contrôle rigoureux de la surchauffe, des températures trop élevées en fin de compression, ce qui se traduit par des taux de compression trop élevés, la nécessité de disposer éventuellement d'un réservoir accumulateur côté aspiration.

II.2.2 La bouteille accumulatrice.

L'entraînement éventuel du fluide frigorigène liquide (formant une émulsion avec l'huile) au démarrage du compresseur peut provoquer des coups de liquide et endommager le compresseur. Ceci se produit tout particulièrement dans le cas des groupes à cycle réversible, car au moment de l'inversion, le compresseur risque d'aspirer brusquement une partie du liquide de l'échangeur qui était utilisé avant l'inversion, comme condenseur.

Or, la bouteille accumulatrice permet précisément d'assurer une vaporisation progressive du liquide capté avant qu'il ne soit aspiré par le compresseur cette même bouteille facilite également le retour d'huile au compresseur.

II.2.3 Les'échangeurs thermiques des climatiseurs à cycle réversible.

Bien que le principe de construction des batteries d'échange thermique (évaporateur, condenseur) des climatiseurs à cycle réversible soit sensiblement identique à celui de tous les échangeurs utilisés dans les appareils classiques de climatisation de faible et moyenne puissance, la prise en considération d'un certain nombre de facteurs intervenant dans les processus fonctionnels spécifiques aux climatiseurs à cycle réversible, fait que les caractéristiques géométriques et physiques des batteries d'échange subissent généralement quelques modifications technologiques, et ce en fonction de l'application et des conditions de fonctionnement prévues.

On sait par exemple que, quand l'appareil fonctionne en cycle de chauffage, la batterie extérieure fonctionne en évaporateur et doit être traitée par conséquent comme un évaporateur. Ce qui veut dire que, dans certains cas particuliers, il faudra augmenter la surface

d'échange thermique effective de la batterie qui doit pouvoir affronter les basses températures extérieures.

Il sera nécessaire de pouvoir utiliser, suivant le mode et les conditions de fonctionnement considérés, soit la totalité de la surface d'échange de l'un des échangeurs pour un cycle, soit une partie de cette même surface pour l'autre cycle. On obtient un couplage variable commandé par un système de clapets de retenue permettant d'obtenir un couplage en parallèle si l'échangeur travaille en évaporateur et en série si ce même échangeur travaille en condenseur.

Sur les figures (2,3a), (2,3b) on a représenté le système d'inversion des cycles de fonctionnement hiver – été [3]. La détente des batteries travaillant en évaporateur est assurée par deux détendeurs thermostatiques (été, hiver) et, un système de clapets de retenue permet, dans les batteries travaillant en condenseur, de séparer grâce aux clapets de retenue «A» en cycle de refroidissement et «E» en cycle de chauffage, Les quatre circuits de vapeur surchauffée de refoulement à leur sortie du collecteur «L». Sont ensuite mis en communication par l'intermédiaire du collecteur «V» auxquels aboutissent les capillaires du distributeur du détendeur, avec les deux circuits supérieurs assurant le sous refroidissement, d'où le fluide frigorigène liquide gagne, par les clapets «B» (cycle de refroidissement) ou «D» (cycle de chauffage), les évaporateurs respectifs.

Quant aux batteries travaillant en évaporation les même deux clapets «E» (refroidissement) et «A» (chauffage) de trouve en position d'ouverture, laissant passer la totalité des vapeurs, détendues par les détendeurs respectifs, à travers l'ensemble de tous les faisceaux tubulaires des batteries et les collecteurs de sortie d'où elles sont finalement aspirées par le compresseur.

L'examen du petit schéma simplifié figure(2,4) qui montre plus clairement le chemin sui par les vapeurs de refoulement dans les batteries extérieur travaillant en condenseur permet de constater que le clapet de retenue «A» en position de fermeture a pour effet de grouper les quatre premiers circuits situés en amont du clapet de retenue en parallèle pour, ensuite, les faire communiquer tous ensemble, en série avec les deux derniers circuits. C'est cette dernière section de la batterie qui assure le sous refroidissement.

Domaine d'utilisation.

Ses caractéristiques en font un appareil de base destiné à équiper des locaux pour lesquels le rafraîchissement de l'air est indispensable, mais qui ne nécessitent pas un produit très évolué. On le trouve essentiellement dans des locaux tertiaires de faible taille

Avantages.

- Appareil d'entrée de gamme à la climatisation, d'un coût d'investissement réduit ;
- Installation aisée dès lors qu'un emplacement est libre ;
- Encombrement minimum ;
- Simplicité et fiabilité ;
- Possibilité d'entrée d'air neuf.

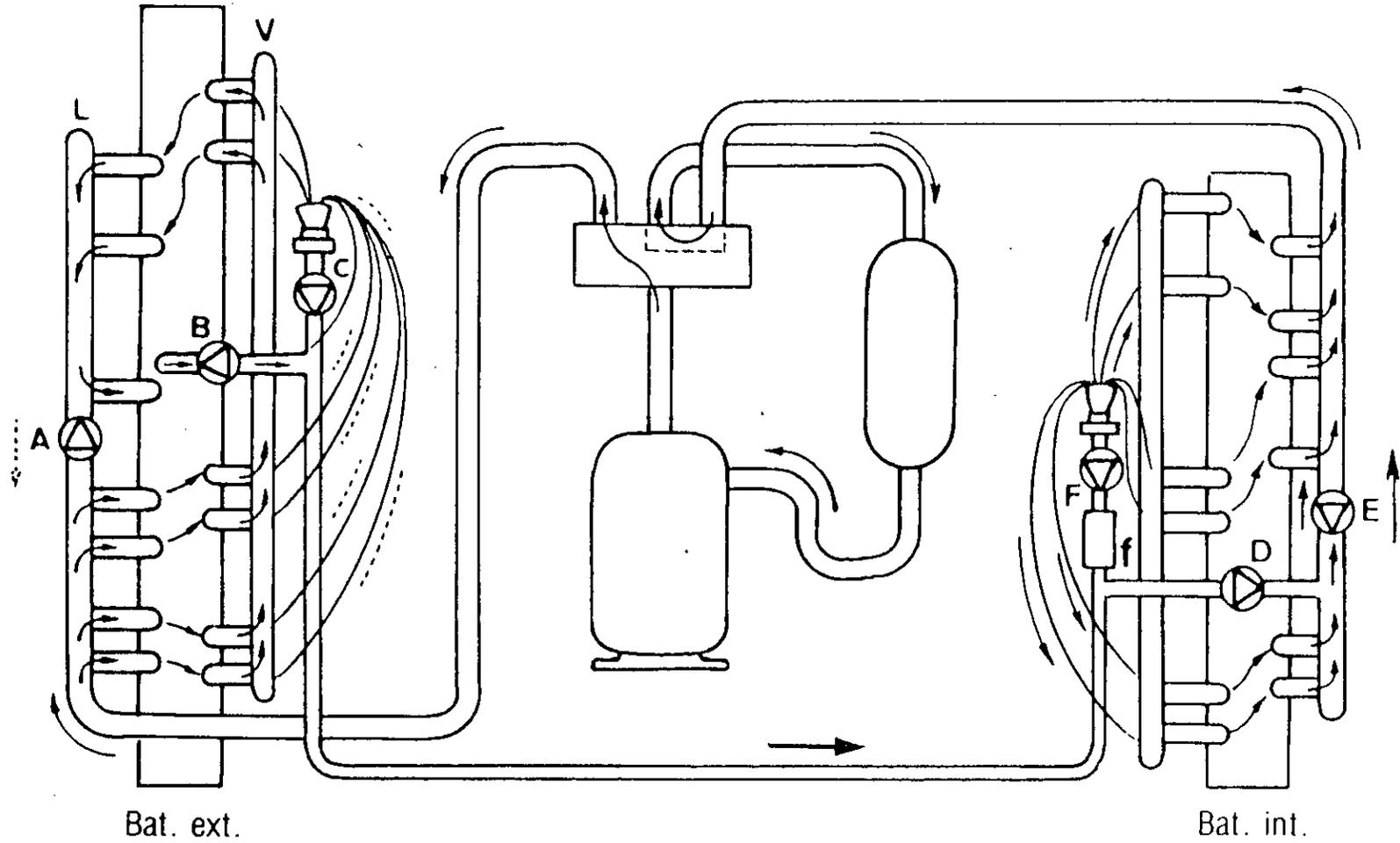
Inconvénients.

- L'installation de ces appareils nécessite des parois donnant sur l'extérieur. Le plus souvent, en absence de fenêtre à guillotine, il fallait chercher d'autres solutions, dont la plus fréquente consiste, en un montage à travers le mur extérieur. Mais, si par malheur on tombait sur le mur d'une façade plus ou moins décorative ou donnant sur une avenue, on se trouvait du coup en prise soit avec l'architecte soit avec le gérant de l'immeuble (ou tout autre organisme de gestion), qui s'opposaient à tous travaux de percement susceptibles de dépareiller la façade de leur édifice.

Or, devant le succès toujours grandissant de ces petits appareils, à l'aspect de plus en plus séduisant, introduisant avec eux les éléments agréables de confort et de bien être, les architectes et tous les promoteurs de constructions modernes se sont trouvés subitement devant une quasi-obligation de rechercher les meilleures solutions possibles pour poser sans dommage ces éléments nouveaux de confort humain moderne, en aménageant les appartements des immeubles, voire toutes les façades, de façon à permettre le montage de ces appareils de climatisation sans nuire pour cela à l'esthétique extérieure des façades.

Actuellement, les problèmes d'aménagement de locaux en vue d'une climatisation rationnelle se trouvent généralement résolus à l'avance, car la très grande majorité des architectes n'ignorent plus ces nouvelles disciplines que leur posent les conditions de confort thermique humain qu'ils sont sensés à priori respecter et assurer.

- Transmission acoustique de tous les composants dans la pièce traitée et éventuellement passage des bruits extérieurs.

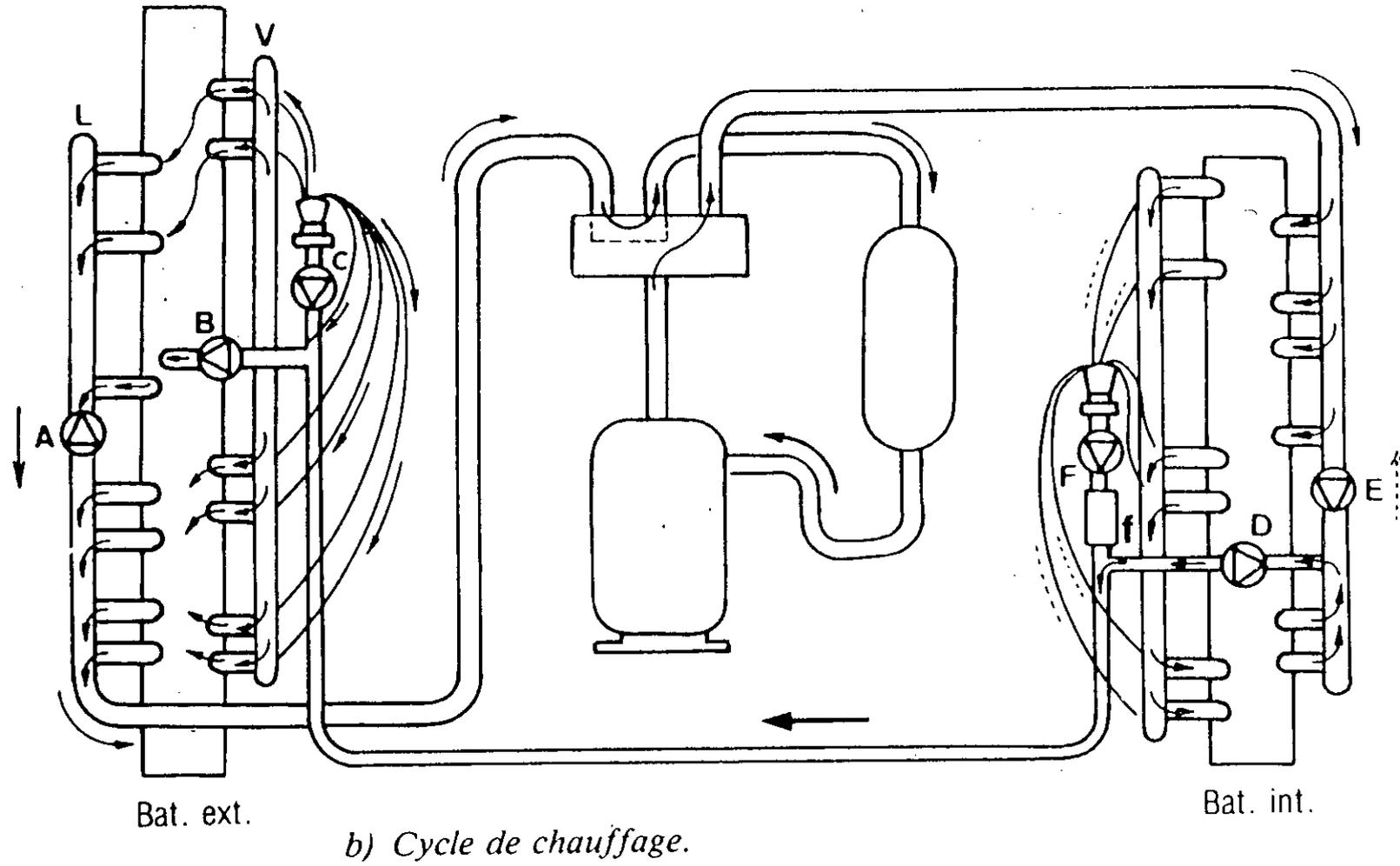


a) Cycle de refroidissement

Condenseur : $\left\{ \begin{array}{l} A - \text{ Fermé} \\ B - \text{ Ouvert} \\ C - \text{ Fermé} \end{array} \right.$

Évaporateur : $\left\{ \begin{array}{l} E - \text{ Ouvert} \\ D - \text{ Fermé} \\ (f - \text{ filtre}) \quad F - \text{ Ouvert} \end{array} \right.$

Fig.(2,3a) Système d'inversion de cycle dans les climatiseurs : cycle de refroidissement.



Évaporateur : $\begin{cases} A - \text{Ouvert} \\ B - \text{Fermé} \\ c - \text{Ouvert} \end{cases}$

Condenseur : $\begin{cases} E - \text{Fermé} \\ D - \text{Ouvert} \\ F - \text{Fermé} \end{cases}$

Fig.(2,3b) Système d'inversion de cycle dans les climatiseurs : cycle de chauffage.

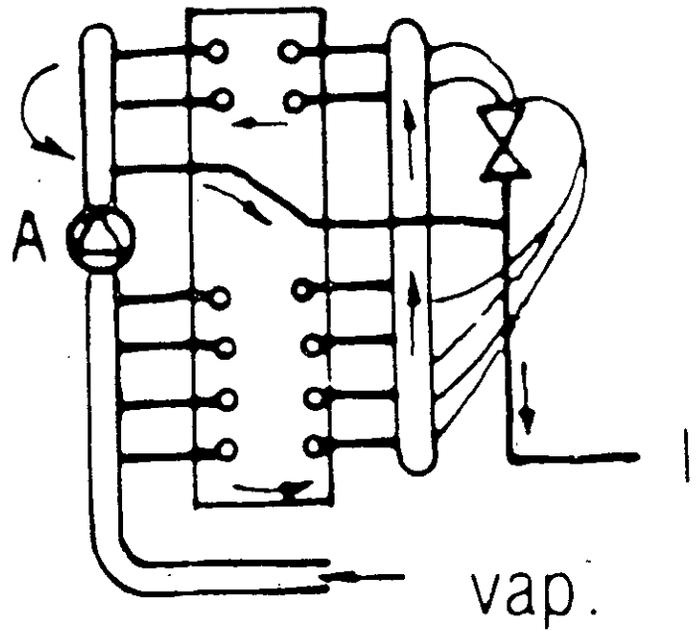


Fig.(2,4). Schéma simplifié du parcours du fluide frigorigène

Chapitre III

LA REGULATION DANS LES SYSTEMES DE CLIMATISATION

La régulation occupe une place capitale dans la climatisation ; sans elle les systèmes de climatisation ne fonctionneraient pas correctement et seraient constamment exposés à des risques d'endommagement des constituants sensibles des installations. Par ailleurs, c'est grâce à la régulation que le système peut s'adapter aux différents régimes de sollicitation. Il nous a donc paru opportun de consacrer un chapitre à la régulation afin de comprendre comment elle intervient pour protéger les installations et pour contrôler leur marche.

III.1 Définition.

La régulation a pour objet de maintenir automatiquement sans intervention humaine, à une valeur désirée (point de consigne), une grandeur physique (température, pression,...), soumise à des variations. Pour ce faire, la valeur réelle de la grandeur à mesurer est captée, puis comparée avec le point de consigne ; un actionneur agit alors sur la grandeur de réglage (température ou débit du fluide frigorigène, par exemple) pour réduire l'écart constaté.

III.2 Boucle de régulation.

La structure générale d'une boucle de régulation se présente comme sur la figure ci-dessous.

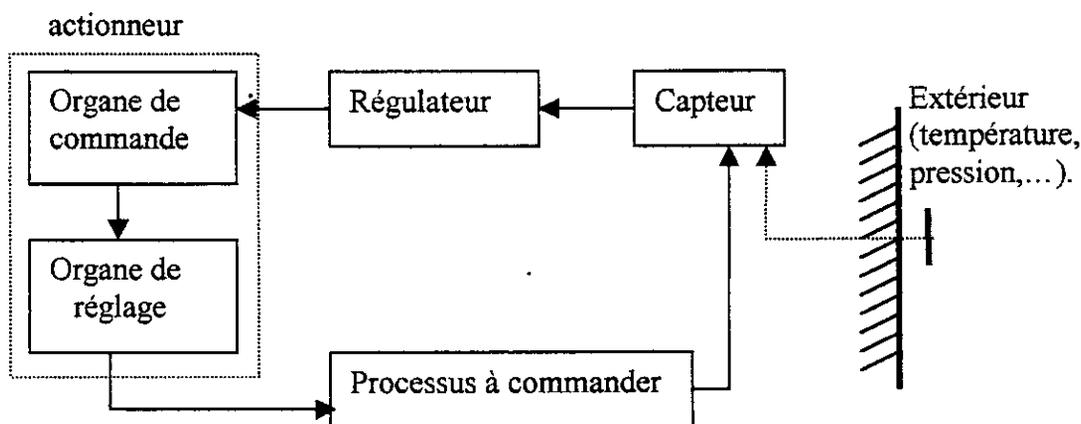


Fig.(3,1) Structure générale d'une boucle de régulation.

Pour réaliser les différentes opérations nécessaires à la régulation, il faut :

Un détecteur : Le détecteur, encore appelé « capteur » ou « sonde », agit comme un appareil de mesure, il détermine l'information qui est la valeur de la grandeur à régler (température ou pression...).

Un régulateur : Un régulateur est un appareil qui commande un actionneur à partir des informations issues des organes de détection. Pour ce faire :

- Il compare une information (signal) fournie par un capteur (sonde ou thermostat) à une valeur de référence (consigne) ; cette comparaison peut être réalisée par une balance mécanique (forces) ou électrique (pont de wheatstone) ou encore par un comparateur électronique ;
- Il amplifie et traite le signal en fonction de l'écart constaté.

- Il transforme le signal en ordre de commande (électrique ou mécanique) utilisable par l'actionneur.

Un actionneur : L'ordre de commande issu du régulateur agit sur un actionneur composé de deux parties.

a- *L'organe de commande (servomoteur) :* Il en existe deux types :

- Les servomoteurs électriques : ils sont généralement à deux sens de marche (rotation), ce qui permet une action directe et inverse. Dans certaines applications, tout ou rien, une des actions peut être obtenue par un ressort de rappel (fig.(3,2)) [4].

- Les servomoteurs commandés par un fluide : ils fournissent un mouvement de translation obtenu par l'action du fluide sur un système à membrane. Le mouvement inverse est obtenu par l'action d'un ressort (fig.(3,3)) [4].

b- *L'organe de réglage (servo-vanne) :* Une servo-vanne est une vanne asservie à un servomoteur. ils en existent plusieurs types selon leur fonction.

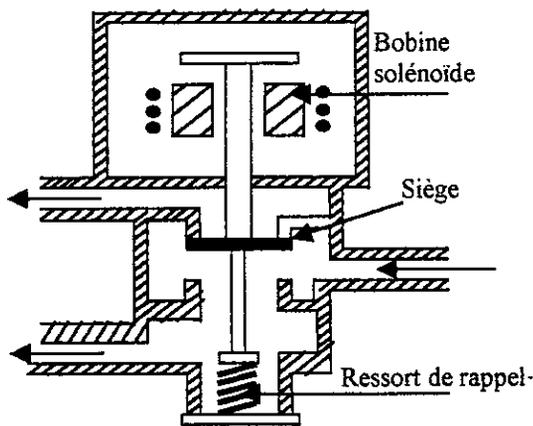


Fig.(3,2) Servomoteur électrique.

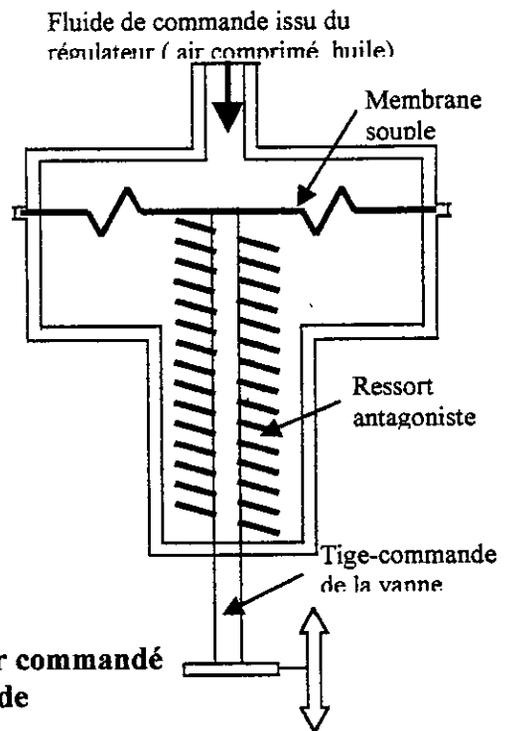


Fig.(3,3) servomoteur commandé par un fluide

III.3 Organes de détente.

Il existe plusieurs types de détendeurs suivant le type d'évaporateur qui lui est associé. Nous considérons le cas où l'évaporateur est une batterie, constituée de plusieurs nappes de tubes, de même surface et alimentées en parallèle au moyen d'un distributeur.

III.3.1 Principe du système détenteur - distributeur.

Le schéma de principe de l'alimentation d'une batterie évaporatrice est représenté sur la figure(3,4). Le dispositif est constitué d'un détenteur thermostatique, d'un distributeur et d'un faisceau de tubes capillaires[4,18].

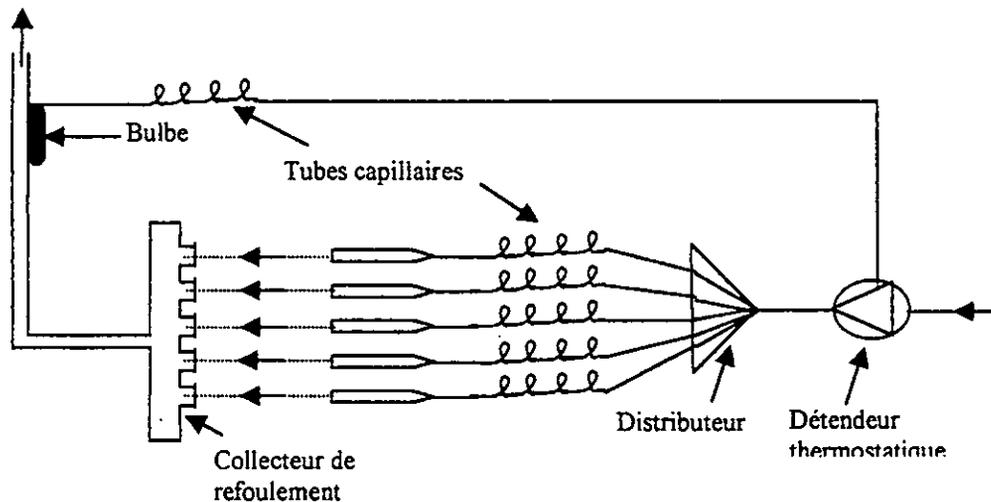


Fig.(3,4) Représentation schématique du système détenteur distributeur.

III.3.1.1 Le détenteur thermostatique.

Un détenteur thermostatique a pour fonction de contrôler l'admission du fluide frigorigène à l'évaporateur alimenté en injection directe, de façon qu'à la sortie la vapeur soit surchauffée.

Avec un détenteur thermostatique, l'alimentation de l'évaporateur est correctement assurée, sans risque de coup de liquide, quelle que soit la puissance frigorifique instantanée de l'installation. Un tel automate, convenablement réglé, est donc spécialement bien adapté à l'injection directe.

Description.

Un détenteur thermostatique figure(3,5) est un détenteur automatique dans lequel la position du pointeau dépendrait de l'action d'un ressort compensateur, de celle d'un ressort de réglage de la surchauffe et de celle d'un train thermostatique ; qui comprend un bulbe, étroitement appliqué contre la tuyauterie de sortie de l'évaporateur et un soufflet (ou une membrane) déformable, relié au bulbe par le capillaire. Le bulbe est situé à un endroit aussi proche que possible de la sortie de l'évaporateur et ne doit être influencé que par la température de vapeur sortant de l'évaporateur, il est isolé thermiquement au moyen d'un manchon de Néoprène. La charge du train thermostatique est un fluide qui peut être ou non le fluide frigorigène de l'installation.

Fonctionnement.

Contrôle du débit masse.

Le contrôle du débit masse de fluide frigorigène par le détendeur est tel que la surchauffe est maintenue, sinon rigoureusement constante, du moins fluctuante autour de la consigne. Le débit massique de fluide injecté par le détendeur ne doit pas être plus grand que celui que le compresseur peut aspirer. Il est la somme du débit de vapeur apparaissant dès la détente et du débit de liquide frigorigène effectivement évaporé dans l'évaporateur. Le détendeur intervient quand, selon la surchauffe détectée par le train thermostatique, le débit du fluide frigorigène, qui dépend essentiellement du débit du fluide évaporé, tend à s'écarter de celui aspiré par le compresseur.

S'il y a égalité entre les débits massiques de fluide détendu et du fluide aspiré par le compresseur et si la surchauffe correspond à celle de consigne, le fonctionnement de l'installation est stable.

Si le débit masse de fluide détendu tend à être plus petit que celui que le compresseur peut aspirer, la pression d'évaporation diminue et l'évaporateur est moins bien alimenté ; la zone où s'évapore la dernière goutte de liquide recule et la surface efficace diminue, tandis que section de l'évaporateur fonctionnant en surchauffe croît. Il en résulte une élévation progressive de la température de la vapeur sortant. La pression dans le train thermostatique, qui est fonction de cette température, tend à ouvrir le détendeur et donc à augmenter le débit du fluide frigorigène injecté.

Si, inversement, le débit du détendeur est supérieur à celui que le compresseur peut aspirer, l'évaporateur tend à se remplir ; la température de sortie de la vapeur se rapproche de celle d'évaporation. La surchauffe diminue et la pression dans le train thermostatique, devient plus faible engendrant une réduction de l'ouverture du détendeur et du débit de fluide.

Condition d'intervention du détendeur.

Les conditions d'intervention du détendeur sont caractérisées par la valeur moyenne (ou de consigne) de la surchauffe et par la plage de variation du différentiel du détendeur ($\pm \Delta T_s$).

Quand le système est arrêté, la température de l'évaporateur est homogène et égale à celle du local à refroidir. La surchauffe est nulle. Le détendeur est fermé.

Au démarrage du système, la température d'évaporation diminue plus rapidement que celle du bulbe. La surchauffe apparaît progressivement, quand elle devient égale à $(T_s + \Delta T_s)$ le détendeur commence à ouvrir.

Tant que le système est en fonctionnement, le détendeur module l'injection de fluide, de façon que la surchauffe reste comprise entre $(T_s - \Delta T_s)$ et $(T_s + \Delta T_s)$.

Quand le compresseur s'arrête, la surchauffe disparaît progressivement de sorte que le détendeur ferme avec retard ; l'évaporateur continue de se remplir de frigorigène liquide aussi longtemps que la surchauffe est supérieure à $(T_s - \Delta T_s)$.

Au démarrage suivant, il peut y avoir un excès de liquide dans l'évaporateur tel que le compresseur fonctionne temporairement en régime humide, il y a risque de coup de liquide.

Pour pallier cet inconvénient, il est indispensable de monter, sur la conduite de fluide liquide haute pression, à l'amont du détendeur, un robinet solénoïde, asservie au fonctionnement du système

III.3.1.2 Le distributeur.

Un distributeur est un raccord de forme conique avec un orifice axial à la pointe du cône, et autant de tubulures de sortie qu'il y a de nappes, également inclinées par rapport à l'axe du cône (voir fig.(3,6)). Les tubulures de sortie sont prolongées par des tubes capillaires ou «brins», exactement de même longueur, de façon à minimiser les pertes de charge singulières.

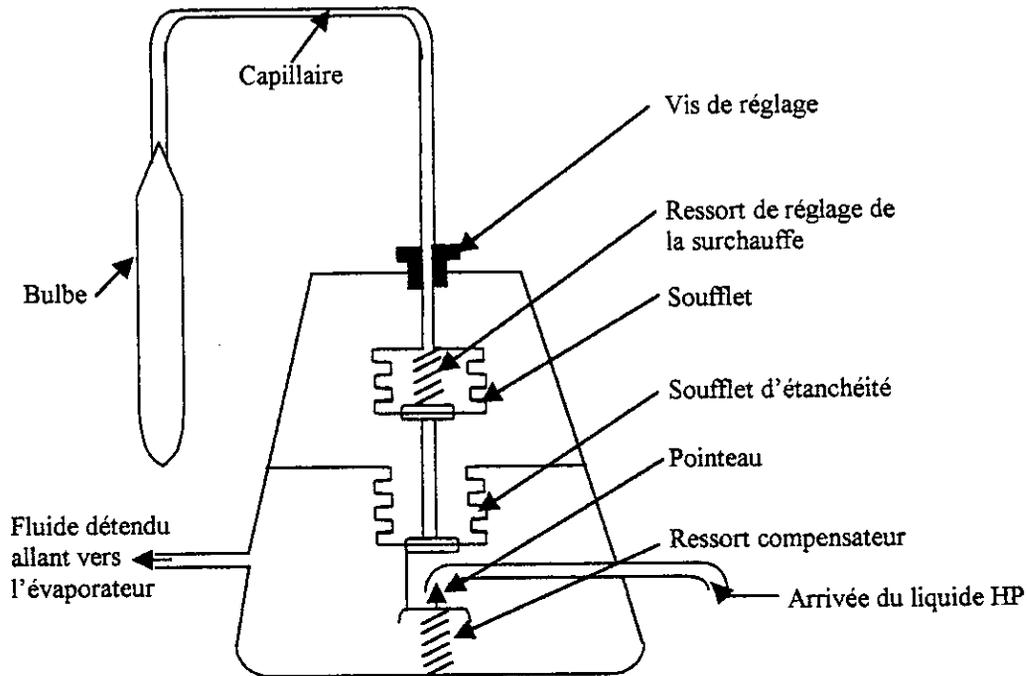


Fig.(3,5) Schéma de principe d'un détendeur thermostatique

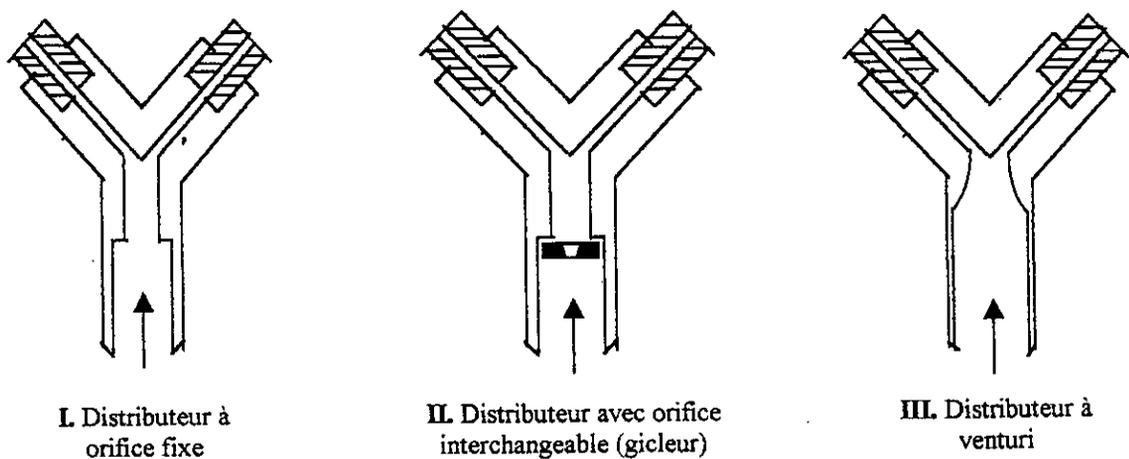


Fig.(3,6) Coupes de distributeurs.

III.3.1.3 Le tube capillaire.

Le détendeur à tube capillaire, parfois appelé « restricteur », est un tube, de faible section et relativement de grande longueur.

Le débit délivré par un capillaire dépend des facteurs suivants :

- Le débit est fonction de l'écart de pression. Une augmentation de 10 % de cet écart entraîne un accroissement de 7 % du débit.
- Il est fonction de la nature du fluide frigorigène. L'étranglement doit être plus grand pour le R12 que pour le R22.
- Il dépend également de l'état du fluide (température de sous refroidissement du fluide, quantité d'huile entraînée...).

En pratique, la détermination d'un tube capillaire doit être faite expérimentalement et avec soin, car ses caractéristiques dépendent de celles du condenseur et de l'évaporateur.

III.3.2 Réglage.

Dans le dispositif détendeur thermostatique - distributeur, la détente se fait en trois phases.

- Première détente dans le détendeur thermostatique ;
- Deuxième détente dans le distributeur ;
- Troisième détente dans le tube capillaire, de l'ordre de 0.3 à 0.5 bars, pour minimiser l'influence des pertes de charge singulières. On peut également corriger les conditions de la détente dans les capillaires en réduisant le diamètre de l'orifice du distributeur au moyen d'un venturi, de façon à accélérer l'écoulement du fluide.

La performance d'un évaporateur est fonction des conditions dans lesquelles sont effectuées les trois détentes, mais aussi de la nature du fluide frigorigène, de la puissance frigorifique, de la pression et de la température d'évaporation, du nombre de nappes, de la stabilité du régime...

En fait, on constate expérimentalement que la performance d'un évaporateur est difficilement prévisible, mais que l'on peut sensiblement l'améliorer en procédant par tâtonnement à la détermination de la répartition optimale de la détente entre les trois phases. Cet ajustement est possible dans le cas d'un distributeur à orifice interchangeable (gicleur).

III.4 Réglage de la température ambiante.

Les appareils de contrôle de la température sont des thermostats. Le plus souvent ce sont des appareils par tout ou rien.

III.4.1 Thermostat à bulbe.

Le thermostat a pour rôle de régler la température d'une surface froide ou d'une ambiance froide entre deux limites prédéterminées et aussi voisines que possible de la température réelle que l'on désire obtenir.

Le dispositif de rupture du différentiel impliquerait donc l'encadrement de la température désirée entre deux limites, l'une supérieure et l'autre inférieure.

Fonctionnement.

La sonde du thermostat d'ambiance sera placée dans un endroit où l'air repris a la même caractéristique que celle du local, et ce afin de réduire la distance entre le servomoteur et la sonde. Le réfrigérant est placé sous le contrôle du thermostat d'ambiance.

La position neutre du thermostat correspond à l'égalité entre, d'une part, la force F_t engendré par la pression existant dans le train thermostatique et d'autre part, par la somme des forces dues à la pression atmosphérique F_a , et celle due à la tension du ressort F_r (fig.(3,7)):

$$F_t = F_a + F_r$$

Quand la température augmente, la force F_t croît, ce qui provoque l'enclenchement d'un contact électrique et la mise en marche du système.

Le réglage de la température de consigne est obtenu en agissant sur la tension du ressort compensateur ou de réglage. Plus ce dernier est serré plus élevée sera la température de consigne.

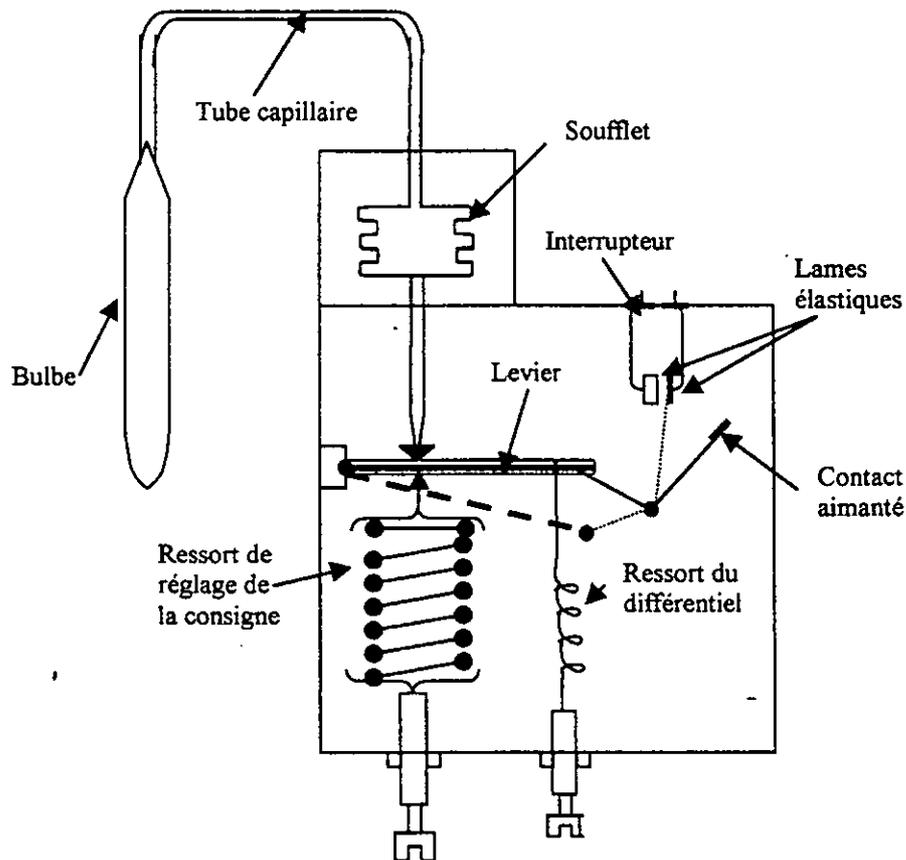


Fig.(3,7) Schéma d'un thermostat à bulbe.

Chapitre IV

ANALYSE ET DIMENSIONNEMENT DES ECHANGEURS DE CHALEUR ET DES EQUIPEMENTS AERAIQUES DU CLIMATISEUR "WINDOW"

Dans ce chapitre, nous nous proposons d'appliquer une méthode d'analyse simple, utilisée par Bansal [6] dans la recherche de fluides frigorigènes de substitution, pour le dimensionnement de l'évaporateur, du condenseur et par la suite des ventilateurs d'un climatiseur « window » pour un besoin frigorifique supposé constant.

IV.1 Description du modèle.

Les échangeurs utilisés dans les systèmes de climatisation sont des échangeurs compacts ; leur construction est très sensiblement identique, le but recherché étant forcément le même : obtenir un coefficient d'échange thermique maximal pour une perte de charge d'air soufflé aussi réduite que possible. Ils sont constitués essentiellement de plusieurs rangées de tubes en cuivre, disposés soit en ligne soit en quinconce. Notre choix se porte sur cette dernière disposition pour les meilleures performance thermiques qu'elle présente. Le type d'échangeur choisi est représenté schématiquement sur la figure (4,1) ci-après avec ses caractéristiques dimensionnelles. La figure présente un échangeur à quatre rangées de tubes d'une longueur L , les tubes sont garnis d'ailettes, en aluminium. La distance entre deux rangées successives (entraxe des tubes) est notée S_t . On désigne par S_1 l'entraxe des tubes appartenant à deux passes successives d'une même nappe. S désigne l'espacement entre les ailettes et e leur épaisseur. Les différentes nappes sont alimentées simultanément mais séparément en fluide frigorigène avec les mêmes caractéristiques.

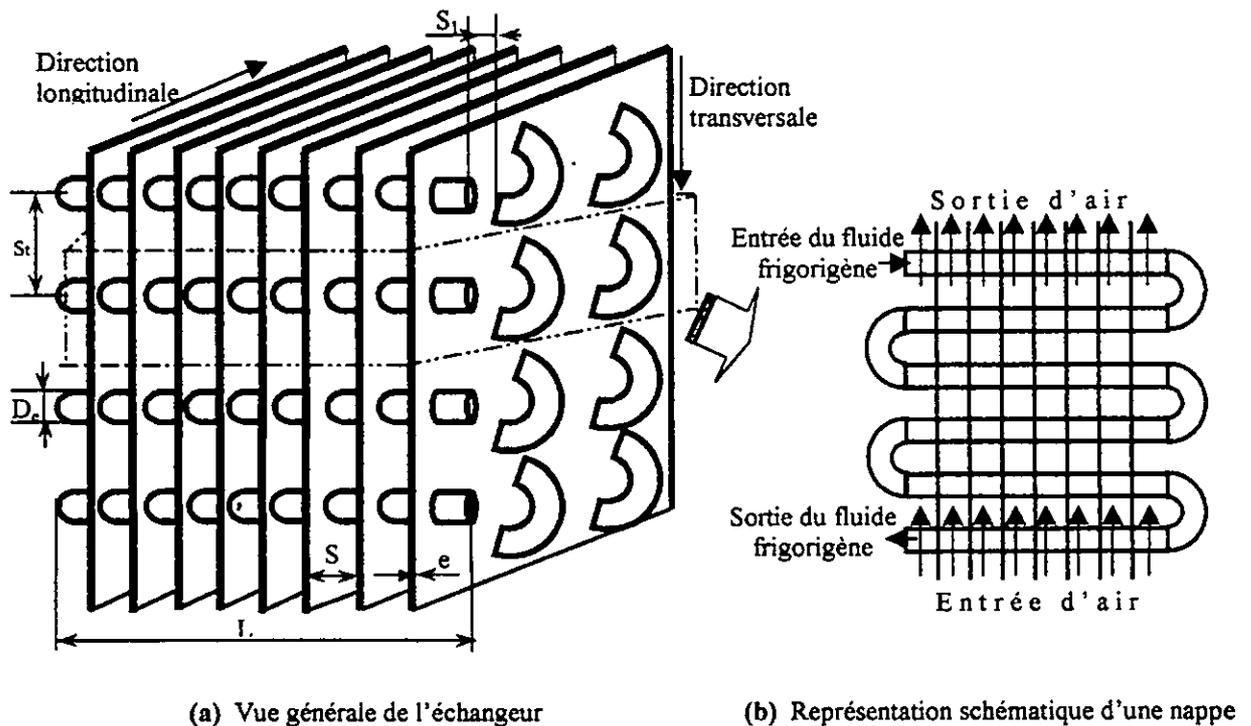


Fig.(4,1) Type d'échangeur choisi pour l'évaporateur et le condenseur du climatiseur à dimensionner.

Ces dispositions ont pour objectif de produire des conditions de symétrie qui seront à la base de la modélisation mathématique du problème de dimensionnement de l'évaporateur et du condenseur, comme nous le verrons dans la suite de ce chapitre.

Pour l'analyse des échangeurs de chaleur, nous avons adopté une technique qui consiste à analyser un volume de contrôle élémentaire, puis une fois que les caractéristiques des fluides sont calculées à la sortie de cet élément elles vont constituer les caractéristiques des fluides à l'entrée de l'élément suivant ; l'analyse se poursuit ainsi jusqu'à ce qu'on ait atteint certaines limites fixées au départ en relation avec les exigences à satisfaire. Les dimensions de chaque élément sont fixées, le nombre d'éléments utilisés nous donne alors celles de l'échangeur en entier.

Le volume de contrôle élémentaire doit satisfaire les conditions suivantes :

- a- les caractéristiques des fluides (fluide frigorigène et air) doivent être uniformes à l'entrée comme à la sortie du volume de contrôle élémentaire ;
- b- la configuration et les dimensions du volume de contrôle élémentaire doivent être telles que l'échangeur entier sera obtenu simplement en superposant plusieurs de ces échangeurs élémentaires ;
- c- le choix doit aussi tenir compte de l'existence des ailettes qui doivent être représentées aussi fidèlement que possible dans le volume de contrôle.

Le volume de contrôle élémentaire qui répond le mieux à ces conditions est représenté schématiquement sur la figure(4.2) ci-dessous. On suppose que la température de l'air est uniforme à travers toute section longitudinale de l'échangeur.

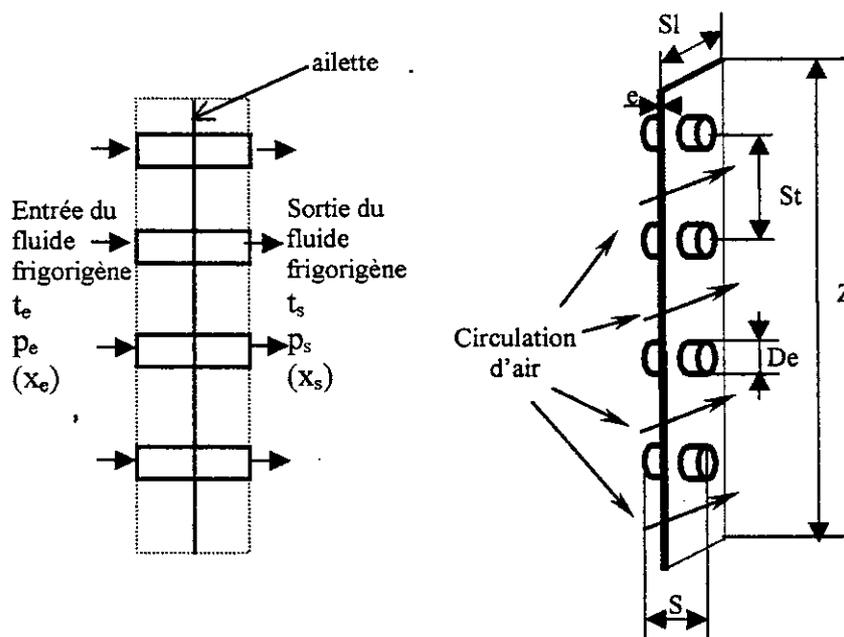


Fig.(4,2) Volume de contrôle élémentaire

Avec les notations présentées dans la nomenclature, nous donnons ci-après les caractéristiques dimensionnelles utiles associées au volume de contrôle élémentaire choisi.

- On fixe la différence de température de sous refroidissement et on estime la température du fluide frigorigène à la sortie du condenseur (T_5), les pertes de charge dans la partie du condenseur où a lieu le sous refroidissement sont négligeables ;

$$P_5 = P_4 = P_{\text{sat}}(T_4) ; \quad H_5 = H_f(T_5) \quad (4.6)$$

$$T_4 = T_5 + \Delta T_s \quad (4.7)$$

- La détente est isenthalpique : $H_6 = H_5$ (4.8)

- Afin de s'assurer qu'il y aura une surchauffe à l'entrée du compresseur, on estime la température (T_1), puis on choisit une pression (P_1) légèrement inférieure à la pression de saturation correspondant à la température (T_1).

A présent, on peut calculer le débit de fluide frigorigène :

$$\dot{M}_r = \frac{Q_e}{(H_1 - H_6)} \quad (4.9)$$

et procéder au dimensionnement de l'évaporateur.

IV.2.2 Dimensionnement de l'évaporateur.

Ce dimensionnement se fera par l'analyse et le calcul de l'échangeur élément par élément en le parcourant dans le sens opposé à celui de l'écoulement du fluide frigorigène ; c'est à dire en commençant par le dimensionnement de la partie où a lieu la surchauffe de la vapeur.

Pour ce faire, on procède de la manière suivante :

Au point 1, qui correspond à la sortie du fluide frigorigène de l'évaporateur et à son entrée dans le compresseur (on néglige la surchauffe supplémentaire qui se produit dans la tubulure de liaison entre l'évaporateur et le compresseur), l'air qui circule à contre courant se trouve à une température généralement connue (c'est soit la température du local, soit une autre température résultant du mélange dans des proportions bien déterminées de l'air du local avec l'air neuf venant de l'extérieur). On connaît donc les conditions en ce point constituant l'entrée du premier élément. Ceci nous permettra de calculer les conditions à la sortie de cet élément, qui seront à leur tour les conditions à l'entrée du second élément, et ainsi de suite. Le calcul de la partie surchauffe s'arrêtera lorsque la température du fluide frigorigène à la sortie du dernier élément devient égale à la température de saturation correspondant à la pression de sortie de ce même élément ; on est alors au point 7.

Maintenant, on entame le dimensionnement de la partie de l'évaporateur où a lieu le changement de phase, en procédant exactement de la même façon, sauf que l'analyse du volume de contrôle élémentaire sera différente, en ce sens que les relations utilisées dans le domaine biphasique sont différentes de celles utilisées dans l'analyse des domaines monophasiques (cette analyse sera détaillée plus loin dans ce chapitre), en allant du point 7 vers le point 6 jusqu'à ce que l'enthalpie du fluide frigorigène à la sortie du dernier élément devienne égale à H_6 .

On calcule la puissance frigorifique totale échangée dans l'évaporateur Q_{cal} et on la compare avec le besoin fixé au départ Q_e . Si cette comparaison ne satisfait pas la condition $|Q_e - Q_{\text{cal}}| < \varepsilon$, où ε est une tolérance très petite, on reprend le calcul de l'évaporateur depuis

le début avec une autre température T_1 telle que $H_1 = H_6 + \frac{Q_{cal}}{\dot{M}_r}$. On procède ainsi jusqu'à ce que la condition précédente soit satisfaite et on obtient finalement les dimensions de l'évaporateur.

IV.2.3 Dimensionnement du condenseur.

Commençons d'abord par déterminer les contraintes incidentes sur le condenseur suite au choix de la puissance du compresseur et au dimensionnement de l'évaporateur. L'enthalpie du fluide frigorigène à l'entrée du condenseur (sortie du compresseur) est donnée par :

$$H_2 = H_1 + \frac{W}{\dot{M}_r} \quad (4.10)$$

et la puissance thermique évacuée par le condenseur sera :

$$Q_c = \dot{M}_r (H_2 - H_5) \quad (4.11)$$

Comme dans le cas de l'évaporateur, on entame le calcul de l'échangeur élément par élément à partir du point 5, où la température de sous refroidissement du fluide frigorigène est estimée et celle de l'air est égale à la température extérieure. Le dimensionnement de la partie où a lieu le sous refroidissement s'arrêtera lorsque la température du fluide frigorigène à la sortie du dernier élément devient égale à la température T_4 . Le dimensionnement de la partie où a lieu la condensation se poursuit du point 4 jusqu'au point 3 lorsque le titre de la vapeur à la sortie du dernier élément devient égal à l'unité. Puis enfin, le dimensionnement de la partie du condenseur où se produit la désurchauffe se poursuit à partir du point 3 jusqu'au point 2, où l'enthalpie du fluide frigorigène à la sortie du dernier élément devient égale à H_2 .

On calcule la puissance thermique échangée au niveau du condenseur Q_{cal} en sommant les puissances élémentaires et on la compare à Q_c . Si la condition $|Q_c - Q_{cal}| < \varepsilon$ n'est pas vérifiée, Le dimensionnement est repris depuis le point 1 avec une autre température T_5 telle que $H_5 = H_2 - \frac{Q_{cal}}{\dot{M}_r}$, et on procède ainsi autant de fois qu'il est nécessaire pour satisfaire la condition ci-dessus. Lorsque cette condition sera enfin satisfaite, on obtient les dimensions définitives de l'évaporateur et du condenseur.

Remarque importante : La largeur de l'échangeur (L), qui correspond à la longueur du tube dans une passe, étant fixée, comme il a été précisé ci-dessus (voir §IV.2.1) ; on tiendra compte des pertes de charges singulières côté fluide frigorigène au niveau des coudes et du changement de la température de l'air à l'entrée des volumes de contrôle élémentaires ; à chaque fois que la superposition des éléments calculés donne une longueur correspondant à la longueur de la passe. La pression à l'intérieur des tubes va alors augmenter brusquement (puisque le calcul progresse dans le sens opposé à l'écoulement du fluide) d'une valeur égale à la perte de charge[9]:

$$\Delta p_c = 1.5 \rho_r \frac{V_r^2}{2} \quad (4.12)$$

tandis que la température de l'air à l'entrée des éléments de la passe suivante devient égale à la température de l'air à la sortie des éléments de la passe précédente.

IV.2.4 Dimensionnement des Ventilateurs.

Après avoir dimensionné le condenseur et l'évaporateur, on calcule les pertes de charge côté air à travers les deux échangeurs. Ces pertes de charge nous permettront de calculer les puissances consommées par les deux ventilateurs.

IV.2.4.1 Calcul des pertes de charge côté air.

Pour le calcul des pertes de charge du côté air, on utilise la relation (4.13) ci-après [14]

$$\Delta P = \frac{G_c^2}{2 \rho_1} \left[\underbrace{\left(1 + \sigma^2\right) \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1\right)}_{\substack{\text{Pertes de charge} \\ \text{dues aux effets} \\ \text{d'accélération}}} + f \underbrace{\frac{A_e \rho_1}{A_c \rho_m}}_{\substack{\text{Pertes de charge} \\ \text{dues aux effets de} \\ \text{frottement}}}\right] \quad (4.13)$$

Où ρ_1 , ρ_2 sont les masses volumiques de l'air à l'entrée et à la sortie de l'échangeur (évaporateur ou condenseur) respectivement et,

$$\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}, \quad (4.14)$$

la masse volumique moyenne de l'air à travers cet échangeur. Pour les autres grandeurs, se reporter à la nomenclature.

Le coefficient de frottement (f) sera déterminé à partir de la courbe de la figure (II,2) (voir annexe II), où l'abscisse FP se calcule, d'après Mc. Quiston [14], comme suit :

Au niveau du condenseur, il n'y a aucun risque de condensation côté air et on a :

$$FP = (Re_{Di})^{-0.25} \left(\frac{D_e}{D^*}\right)^{0.25} \left[\frac{St - D_i}{4(S - e)}\right]^{-0.4} \left[\frac{St}{D^*} - 1\right]^{-0.5} \quad (4.15)$$

Au niveau de l'évaporateur, pour tenir compte de la condensation de la vapeur d'eau du côté air, on a :

$$FP = (Re_{Di})^{-0.25} \left(\frac{D_e}{D^*}\right)^{0.25} \left[\frac{St - D_i}{4(S - e)}\right]^{-0.4} \left[\frac{St}{D^*} - 1\right]^{-0.5} FS \quad (4.16)$$

avec

$$FS = \left(1 + (Re_s)^{-0.4}\right) \left(\frac{S}{S - e}\right)^{1.5} \quad (4.17)$$

et

$$D^* = \frac{D_e \left(\frac{A_e}{A_t}\right)}{1 + \frac{(St - D_e)}{S}} \quad (4.18)$$

IV.2.4.2 Calcul des puissances consommées par les ventilateurs.

Le débit d'air à travers l'évaporateur est donné par :

$$\dot{M}_{a e} = V_{f r e} A_{f r e} \rho_a \quad (4.19)$$

De même, on a le débit d'air à travers le condenseur :

$$\dot{M}_{a c} = V_{f r c} A_{f r c} \rho_a \quad (4.20)$$

La puissance reçue par le ventilateur centrifuge est ainsi donnée en fonction de la perte de charge à travers l'évaporateur par:

$$W_f = \frac{\dot{M}_{a e} \Delta P_e}{\rho_m \eta_g} \quad (4.21)$$

où η_g représente le rendement du ventilateur et ΔP_e les pertes de charge côté air dans l'évaporateur.

La puissance du ventilateur axial es donnée en fonction de la perte de charge dans le condenseur par :

$$W_a = \frac{\dot{M}_{a c} \Delta P_c}{\rho_m \eta_g} \quad (4.22)$$

IV.3 Analyse du volume de contrôle élémentaire.

Le volume de contrôle élémentaire sera considéré comme un échangeur de chaleur élémentaire qui sera analysé par la méthode dite de *l'efficacité – nombre d'unités de transfert* (ε -Nut).

Le calcul de la quantité de chaleur échangée dans un élément se fait comme suit :

$$q_{cal} = \varepsilon q_{max} \quad (4.23)$$

avec,

$q_{max} = C_{min} (\Delta T_{max})$: quantité de chaleur maximale pouvant être échangée entre les deux fluides à travers l'échangeur élémentaire ; ΔT_{max} représentant l'écart entre les températures d'entrée des deux fluides dans l'échangeur élémentaire.

L'efficacité de l'échangeur est donnée par [14] :

$$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{1}{\omega Nut^{-0.22}} \left[\exp(-\omega (Nut)^{0.78}) - 1 \right] \right\} \quad (4.24)$$

Dans les sections des échangeurs où le fluide frigorigène subit un changement de phase, la chaleur spécifique du fluide frigorigène est infinie et le rapport $\omega = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$ tend vers zéro, par conséquent l'expression de l'efficacité de l'échangeur se réduit dans ce cas à :

$$\varepsilon = 1 - \exp(-nut) \quad (4.25)$$

lorsque Le nombre d'unités de transfert est constant définie par :

$$Nut = \frac{U_a a_c}{C_{\min}} \quad (4.26)$$

où, U_a représente le coefficient d'échange de chaleur global à travers les résistances au transfert de chaleur séparant les deux fluides dans l'échangeur.

Ici, nous ouvrons une parenthèse pour rappeler que le coefficient de transfert global est l'un des paramètres les plus importants dans le dimensionnement des échangeurs. Il dépend de la configuration géométrique de la paroi séparant les deux fluides et s'exprime en terme de résistance à l'écoulement de la chaleur entre les deux fluides à laide de l'expression :

$$U_a = \frac{1}{\frac{1}{h_a \eta} + R_w + \frac{1}{h_r} \left(\frac{a_c}{a_i} \right)} \quad (4.27)$$

ou

$$U_r = \frac{1}{\frac{1}{h_a \eta} \left(\frac{a_i}{a_c} \right) + R_w + \frac{1}{h_r}} \quad (4.28)$$

dans ces expressions, R_w représente la résistance due à la conduction à travers la paroi séparant les deux fluides ; généralement, elle est négligeable et les deux expressions ci-dessus deviennent alors :

$$U_a = \frac{1}{\frac{1}{h_a \eta} + \frac{1}{h_r} \left(\frac{a_c}{a_i} \right)} \quad (4.29)$$

ou

$$U_r = \frac{1}{\frac{1}{h_a \eta} \left(\frac{a_i}{a_c} \right) + \frac{1}{h_r}} \quad (4.30)$$

Dans notre cas, h_a et h_r représentent les coefficients de transfert par convection côté air et côté fluide frigorigène respectivement ; tandis que η représente l'efficacité (ou rendement) de l'ailette.

IV.3.1 Calcul du coefficient de transfert par convection côté air (h_a).

Le coefficient de convection côté air se calcule d'après Mc. Quiston [14] comme suit.

$$h_a = \frac{J G_c C_{pa}}{(Pr_a)^{2/3}} \quad (4.31)$$

Le débit d'air qui traverse un volume de contrôle élémentaire est donné par la relation :

$$\dot{m}_a = V_{fr} a_{fr} \rho_a \quad (4.32)$$

la vitesse massique maximale G_c s'obtient en appliquant le principe de conservation de la masse d'air à travers l'élément d'échangeur :

$$\dot{m}_a = G_{fr} a_{fr} = G_c a_c \quad (4.33)$$

d'où,

$$G_c = G_{fr} \frac{a_{fr}}{a_c} = \frac{G_{fr}}{\sigma} \quad \text{avec} \quad \sigma = \frac{a_c}{a_{fr}}$$

Le rapport σ est déterminé à partir du tableau (II, 1) (voir annexeII) d'après [14], le coefficient de Colburn J dépend, comme dans le cas du coefficient de frottement, d'un paramètre JP, qui se calcule à l'aide de la relation :

$$JP = (Re_{De})^{-0.4} \left(\frac{a_c}{a_t} \right)^{-0.15} \quad (4.34)$$

dans le cas du condenseur et des éléments de l'évaporateur sur lesquels il n'y a aucun risque de condensation côté air. Pour tenir compte du transfert de chaleur latente par condensation dans le cas des éléments de l'évaporateur sur lesquels se produit une telle condensation du côté air; on introduit dans la relation ci-dessus un facteur JS donné d'après [14], par :

$$JS = 0.48 + 4 \times 10^{-5} (Re_s)^{1.25} \quad (4.35)$$

et on obtient,

$$JP = (Re_{De})^{-0.4} \left(\frac{a_c}{a_t} \right)^{-0.15} JS \quad (4.36)$$

Dans ces expressions, le nombre de Reynolds basé sur le diamètre extérieur des tubes est calculé avec la vitesse massique maximale, soit :

$$Re_{De} = \frac{G_c De}{\mu_a} \quad (4.37)$$

alors que le nombre de Reynolds basé sur l'espacement S entre les ailettes est donné simplement par la relation :

$$Re_s = \frac{Re_{De} S}{De} \quad (4.38)$$

Le nombre de Prandtl est par définition :

$$Pr = \frac{\mu_a C_{pa}}{K_a} \quad (4.39)$$

Enfin, notons que les propriétés physiques de l'air sont évaluées à la température en amont de chaque élément.

Le coefficient de Colburn J est déterminé à partir de la courbe de la figure (II, 1) (voir annexelI).

IV.3.2. Calcul du coefficient de transfert par convection côté fluide frigorigène h_r

Dans le domaine des écoulements monophasiques, Mc Quiston[14] donne :

- Si l'écoulement est laminaire $2000 < Re_{Di} < 10000$, la relation de Sieder-Tate :

$$h_r = 1.86 \frac{K_g}{D_i} \left[Re_{Di} Pr_r \frac{D_i}{S} \right]^{1/3} \left(\frac{\mu_r}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (4.40)$$

- Si l'écoulement est turbulent $Re_{De} > 10000$, la relation de Dittus-Boelter :

$$h_r = 0.023 \frac{K_g}{D_i} (Re_{Di})^{0.8} (Pr_r)^n \quad (4.41)$$

Où :

$n=0.4$, dans le cas de l'échauffement d'un gaz ou du refroidissement d'un liquide.

$n=0.3$, dans le cas du refroidissement d'un gaz ou de l'échauffement d'un liquide.

Dans le domaine des écoulements biphasiques, Mc Quiston [14] donne :

- Pour l'évaporation, d'après Pierre (1955,1957), la relation :

$$h_r = 9 \cdot 10^{-4} \frac{K_f}{D_i} \left[(Re_{Di})^2 \left(\frac{\Delta x H_{fg}}{S g} \right) \right]^{0.5} \quad (4.42)$$

- Pour la condensation, d'après Ackers-Rosson (1960), les relations :

$$h_r = 13.8 (Pr)_f^{1/3} \frac{K_f}{D_i} \left(\frac{H_{fg}}{C_{pr} \Delta T} \right)^{1/6} \left[\frac{Di G_g}{\mu_f} \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{1/2} \right]^{0.2} \quad (4.43)$$

dans le domaine défini par :

$$\frac{Di G_f}{\mu_f} < 5000 \text{ et } 1000 < \frac{Di G_g}{\mu_f} \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{1/2} < 20000$$

et,

$$h_r = 0.1 (Pr)_f^{1/3} \frac{K_f}{D_i} \left(\frac{H_{fg}}{C_{pr} \Delta T} \right)^{1/6} \left[\frac{Di G_g}{\mu_f} \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{1/2} \right]^{2/3} \quad (4.44)$$

dans le domaine défini par :

$$\frac{Di G_f}{\mu_f} < 5000 \text{ et } 20000 < \frac{Di G_g}{\mu_f} \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{1/2} < 100000$$

et enfin,

$$h_r = 0.026 (Pr)_f^{1/3} \frac{K_f}{Di} \left(\frac{Di G_c}{\mu_f} \right)^{0.8} ; G_c = G_g \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{1/2} + G_f \quad (4.45)$$

$$\text{si } \frac{Di G_f}{\mu_f} > 5000$$

où la vitesse du fluide dans un tube est donnée par :

$$V_r = \frac{\dot{M}_r}{A_r \rho_r Nt} \quad (4.46)$$

soit, la vitesse massique :

$$G_r = V_r \rho_r \quad (4.47)$$

Le nombre de Reynolds basé sur le diamètre intérieur du tube est donné par :

$$Re_{Di} = \frac{G_r Di}{\mu_r} \quad (4.48)$$

et le nombre de Prandtl pour le fluide frigorigène :

$$Pr = \frac{\mu_r C_{Pr}}{K_r} \quad (4.49)$$

Les propriétés du fluide frigorigène sont évaluées à la température d'entrée de chaque élément ; μ_w quant à elle est évaluée à la température de la paroi.

IV.3.3 Efficacité (ou rendement) de l'ailette.

Pour calculer la conductance globale d'une surface à ailettes et évaluer son comportement thermique, nous devons considérer le gradient de température le long des surfaces de grande étendue. La partie de la surface dépourvue d'ailettes est à la température de la paroi et transmet de la chaleur avec une efficacité de 100%. La partie de la surface à laquelle sont liées les ailettes n'est pas en contact directe avec le fluide, mais la chaleur s'écoule à travers elle par conduction vers ou à partir de l'ailette. La transmission de chaleur vers ou à partir de la surface d'ailette se fait par convection, mais comme la température varie le long de l'ailette, sa surface ne fonctionne pas avec le maximum d'efficacité. Pour évaluer le comportement thermique de l'ailette, il est donc nécessaire de connaître son efficacité. L'efficacité de l'ailette η_f est le rapport de la chaleur transmise par la surface de l'ailette à celle qui serait transmise si la surface entière était à la température de la base.

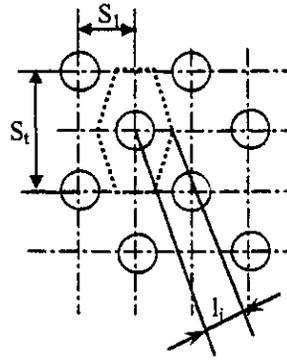


Fig.(4,4) Elément représentatif pour le calcul de l'efficacité d'une ailette plane dans un échangeur où les tubes sont disposés en quinconce.

Pour la configuration d'échangeur considérée dans la présente étude, Mc Quiston [14] donne pour l'efficacité de l'ailette :

$$\eta_f = \frac{\tanh\left(m \frac{Di}{2} \phi\right)}{m \frac{Di}{2} \phi} \quad (4.50)$$

où

$$m = \left[\frac{2h_a}{K_w e} \left(1 + \frac{CH_{fg}}{C_{pa}} \right) \right]^{1/2} \quad (4.51)$$

avec,

$$C = \frac{\omega(t_w) - \omega(t_{e2})}{t_w - t_{e2}} \quad (4.52)$$

ω représentant ici l'humidité spécifique de l'air.

En l'absence de condensation il suffit de poser $C = 0$ dans l'expression de m ci-dessus.

$$\phi = \left[1.27 \psi (\beta - 0.3)^{1/2} - 1 \right] \times \left[1 + 0.35 \text{Ln} \left(1.27 \psi (\beta - 0.3)^{1/2} \right) \right] \quad (4.53)$$

$$\psi = \frac{St}{di} ; \quad \beta = \frac{2li}{St} ; \quad li = \frac{\left[\left(\frac{St}{2} \right)^2 - (St)^2 \right]^{1/2}}{2} \quad (\text{voir la figure(4,4) ci-dessus})$$

IV.3.4 Calcul des pertes de charge côte fluide frigorigène.

Pour déterminer l'état thermodynamique du fluide frigorigène à la sortie de chaque élément, on est amené à calculer les pertes de charge côte fluide frigorigène à travers cet élément afin de connaître la pression à sa sortie.

Pour un écoulement monophasique, Les corrélations courantes entre la perte de charge (ΔP) et le coefficient de perte de charge (f) ont pour base l'équation de Darcy-Weisbach :

$$\Delta p = f \frac{S}{D_i} \frac{(V_r)^2}{2} \rho_r \quad (4.54)$$

Dans un écoulement laminaire f est donné par la relation :

$$f = \frac{64}{Re_{D_i}} \quad (4.55)$$

En écoulement turbulent on a [9]:

$$f = 0.3164 (Re_{D_i})^{-0.24} \quad \text{pour} \quad 2000 < Re_{D_i} < 100000 \quad (4.56)$$

et

$$f = 0.0032 + 0.221 (Re_{D_i})^{-0.237} \quad \text{pour} \quad Re_{D_i} > 100000 \quad (4.57)$$

Dans le cas d'un écoulement biphasique, la perte de charge se calcule ainsi [5] :

$$\Delta p = \Delta p_m + \Delta p_f \quad (4.58)$$

où,

ΔP_m : est la perte de charge due à l'accélération du fluide,

et,

ΔP_f : est la perte de charge due au frottement.

$$\Delta p_m = G_r^2 \Delta x \left\{ \frac{2 x_s}{\rho_g \psi} - \frac{2 (1-x_s)}{\rho_f (1-\psi)} + q \left[\frac{\psi (1-x_s)}{x_s (1-\psi) \rho_f} - \frac{x_s (1-\psi)}{\psi (1-x_s) \rho_g} \right] \right\} \quad (4.59)$$

où

$$\psi = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x_s}{x_s} \right)^{0.72} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.4} \left(\frac{\mu_f}{\mu_g} \right)^{0.08}} \quad (4.60)$$

Ici, les indices f et g se réfèrent au liquide saturé et à la vapeur saturée respectivement.

Pour la perte de charge due au frottement, on donne dans le cas de l'évaporation du fluide :

$$\Delta P_f = \frac{2 G_r^2 f_o \alpha(\lambda) \beta}{D_i \rho_{ns}} \quad (4.61)$$

avec,

$$f_o = 0.0014 + 0.125 \left(\frac{4 M_r \beta}{\pi D_i \mu_{ns} Nt} \right)^{-0.32} \quad (4.62)$$

et dans le cas de la condensation du fluide :

$$\Delta P_f = \frac{2 G_r^2 f_{co} \alpha(\lambda) \beta}{D_i \rho_{ns}} \quad (4.63)$$

où

$$f_{co} = f_o \left(1 - \frac{\xi}{f_o} \right) \quad (4.64)$$

$$\alpha(\lambda) = \frac{1 - \ln \lambda}{\left[1.281 + 0.478 \ln \lambda + 0.444 (\ln \lambda)^2 + 0.094 (\ln \lambda)^3 + 0.00843 (\ln \lambda)^4 \right]} \quad (4.65)$$

$$\beta = \left(\frac{\rho_f}{\rho_{ms}} \right) \frac{\lambda^2}{(1-\psi)} + \left(\frac{\rho_g}{\rho_{ms}} \right) \left(\frac{(1-\lambda)^2}{\psi} \right) \quad (4.66)$$

$$\rho_{ms} = \rho_f \lambda + \rho_g (1-\lambda) \quad (4.67)$$

$$\mu_{ms} = \mu_f \lambda + \mu_g (1-\lambda) \quad (4.68)$$

$$\lambda = \frac{1}{1 + \frac{x_s}{(1-x_s)} \frac{\rho_g}{\rho_f}} \quad (4.69)$$

$$\xi = \left(\frac{Di \psi}{2 x_s} \right) \frac{\Delta x}{S} \quad (4.68)$$

L'organigramme détaillé des calculs est donné en annexe I. Il reprend toutes les étapes décrites dans ce chapitre en y ajoutant les tests qui oriente les calculs. Les propriétés des fluides intervenant dans les calculs (le fluide frigorigène, l'air, l'eau) ainsi que les coefficient de transfert et certaines données standard relatives à la géométrie des échangeurs sont déterminés à l'aide de sous programme d'interpolation. Le programme est écrit en langage C++. Une application illustrant la méthode de calcul et présentant le type de résultats qu'on peut obtenir avec notre programme fera l'objet du chapitre suivant.

Chapitre V

RESULTATS ET APPLICATION

Nous allons maintenant, présenter une illustration de l'étude en considérant deux applications :

- Une première application pour un besoin frigorifique de 3 kW, correspondant aux besoins du vestibule de l'ancien centre de calcul de l'E.N.P., d'après une étude effectuée dans le cadre d'un projet de fin d'études intitulé « Climatisation du Centre de calcul de l'E.N.P » par A. Benhamida sous la direction de M. Tomczak en 1985.
- Une deuxième application pour un besoin frigorifique de 5 kW, correspondant à l'un des modèle de la gamme des climatiseurs qui sont actuellement commercialisés.

Pour ces deux applications, on prend le R 22 comme fluide frigorigène et on fixe les paramètres suivants :

D_e (mm)	D_i (mm)	S (mm)	St (mm)	Sl (mm)	e (mm)	L (m)
12	10	2	30	15	0.15	0.5

Nt	Trosée (K)	${}_4\Delta T_5$ (K)	V_{fr} (m/s) à l'évaporateur	V_{fr} (m/s) au condenseur
13	295	5	3	5

La température de rosée est évaluée pour une humidité relative $\phi=50\%$ et une température ambiante $T=35\text{ }^\circ\text{C}$.

V.1 Procédure.

Dans chacune des deux applications, on effectue un calcul d'optimisation préalable pour déterminer les températures du fluide frigorigène qui donnent les meilleures performances du climatiseur ; ensuite, on détermine toutes les caractéristiques du climatiseur correspondant à cet optimum.

Pour ce faire, on fait varier la température d'évaporation (T_e) tout en gardant constant l'écart entre cette température et celle de condensation (cette condition est liée au fait que le compresseur possède un taux de compression constant), et ce dans le domaine des températures qui permettent toujours un échange de chaleur adéquat entre le fluide frigorigène et l'air, aussi bien dans l'évaporateur que dans le condenseur.

Donc, pour T_e donnée, on exécute le programme puis on calcule dans l'ordre :

- Les différences de températures moyennes logarithmiques :

$$\text{- dans l'évaporateur : } \Delta T = \frac{(T_{e1} - T_6) - (T_{e2} - T_1)}{\ln \frac{(T_{e1} - T_6)}{(T_{e2} - T_1)}} \quad (5.1)$$

$$\text{- dans le condenseur : } \Delta T = \frac{(T_2 - T_{c1}) - (T_5 - T_{c2})}{\ln \frac{(T_2 - T_{c1})}{(T_5 - T_{c2})}} \quad (5.2)$$

- Les conductances thermiques :

$$\text{- dans l'évaporateur : } C_e = \frac{Q_e}{\Delta T} \quad (5.3)$$

- dans le condenseur :
$$C_c = \frac{Q_c}{\Delta T} \quad (5.4)$$

- La conductance thermique totale :

$$C_T = C_e + C_c \quad (5.5)$$

- Les indices de répartition de la conductance thermique :

$$\alpha_e = \frac{C_e}{C_T} \quad \text{et} \quad \alpha_c = \frac{C_c}{C_T} \quad (5.6)$$

- Les rapports suivants :

$$\left. \begin{array}{l} \frac{Q_e}{C_T} \\ \frac{Q_c}{C_T} \\ \frac{W}{C_T} \end{array} \right\} \quad (5.7)$$

où W représente la puissance du compresseur.

- Le coefficient de performance :

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{W} \quad (5.8)$$

où W' représente la somme des puissance consommée par le compresseur et les deux ventilateurs.

V.2 Première application :

Pour une charge frigorifique $Q_e=3$ kW On utilise un compresseur dont la puissance est de 1 ch soit 0.736 kW.

Les résultats obtenus sont regroupés dans le tableau suivant :

T_e	Q_e/C_T	Q_c/C_T	W/C_T	COP	C_e/C_T	C_c/C_T
261	6,6	8,13	1,53	3,47	0,26	0,74
266	7,79	9,6	1,81	3,57	0,31	0,69
271	8,34	10,26	1,94	3,59	0,33	0,67
276	7,96	9,81	1,85	3,45	0,32	0,68
281	7,12	8,77	1,65	3,2	0,3	0,7

Ces mêmes résultats sont représentés graphiquement sur les figures (5,1) et (5,2).

D'après les figures (5.1) et (5.2), les courbes représentant le coefficient de performance ainsi que les rapports (Q_e / C_T) , (Q_c / C_T) et (W / C_T) passe par un maximum correspondant à la même température d'évaporation $T_e = 271$ K. Cette température constitue donc l'optimum recherché pour cette application. Les indices de répartition de la conductance thermique correspondants sont $\alpha_e = 0.33$ et $\alpha_c = 0.67$, ce qui correspond à un condenseur 2 fois plus coûteux que l'évaporateur. Le coût d'un échangeur est constitué de son coût d'achat, qui est proportionnel à sa surface de transfert, et du coût d'exploitation, qui peut être considéré comme proportionnel au coefficient de transfert global, d'où la proportionnalité du coût global de l'échangeur avec sa conductance thermique.

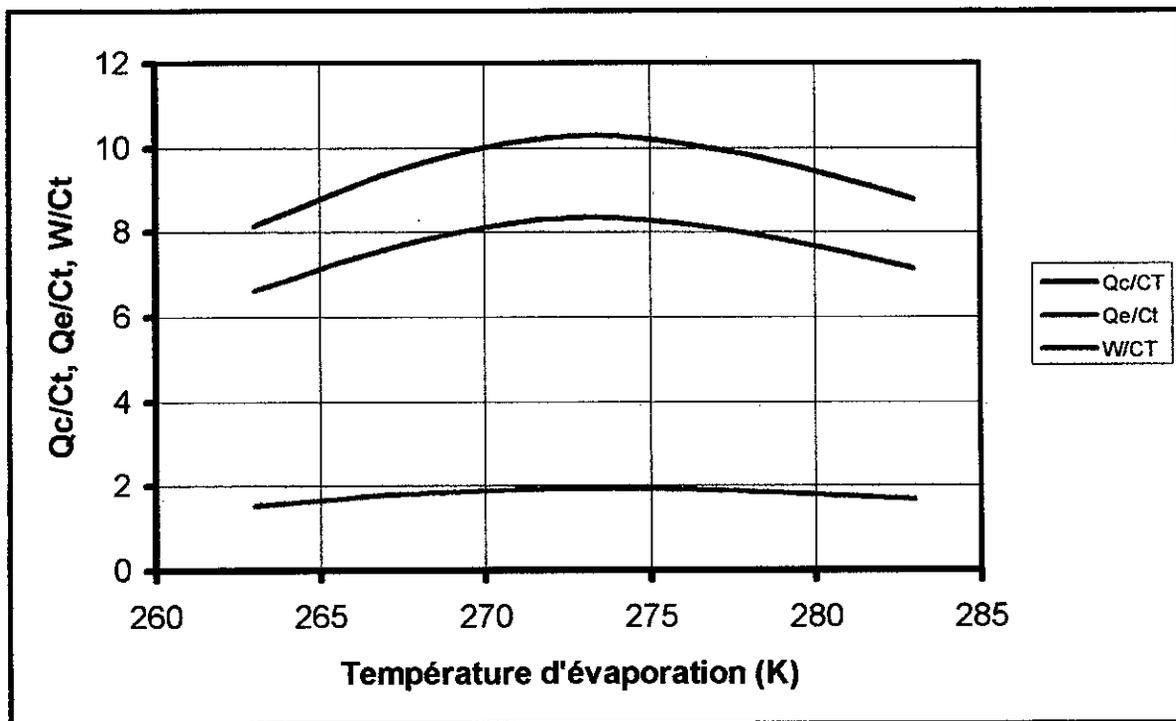


Figure (5.1) Courbes de performance du climatiseur en fonction de la température d'évaporation pour un besoin frigorifique de 3 kW.

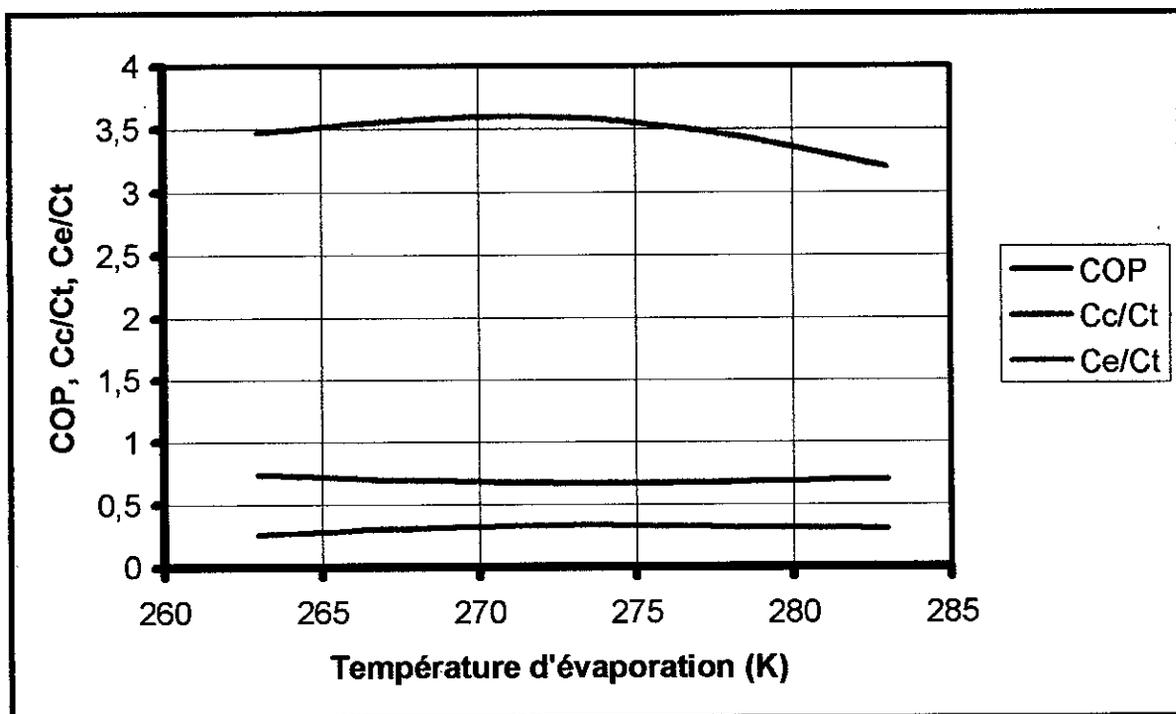


Figure (5.2) Indices de répartition de la conductance thermique et coefficient de performance en fonction de la température d'évaporation pour un besoin frigorifique de 3 kW.

Les autres caractéristiques du climatiseur correspondant à cette application sont données ci-après.

Evaporateur

1. La partie surchauffe.

Q_e W	ΔP_r Pa	T_1 K	T_7 K	H_1 KJ/kg	H_7 KJ/kg	P_1 Pa	P_7 Pa	ΣS m	Nombre de passes	A_e m^2
35.5	2.27	273	271	250.63	249.03	460000	460002	0.074	0.148	0.37

2. La partie évaporation.

Q_e W	ΔP_r Pa	T_6 K	H_6 KJ/kg	P_6 Pa	x_6	ΣS m	Nombre de passes	A_e m^2
2968.96	547.255	270.58	100.956	460549	0.28	0.905	1.81	4.56

Totalité de l'évaporateur.

Q_e W	ΔP_r Pa	T_1 K	T_6 K	T_{e1} K	T_{e2} K	Nombre de passes	A_e m^2
3000	549.525	273	270.58	298	291	2	4.94

Le ventilateur centrifuge.

M_a kg/s	ΔP_a Pa	W W	Diamètre extérieur m
0.7	16	20	0.4

Condenseur:

1. La partie sous refroidissement.

Q_c W	T_4 K	T_5 K	H_4 KJ/kg	P_4 Pa	ΣS m	Nombre de passes	A_e m^2
139.608	323.044	318	107.91	1944300	0.132	0.26	0.60

2. la partie condensation.

Q_c W	ΔP_r Pa	T_3 K	H_3 KJ/kg	P_3 Pa	ΣS m	Nombre de passes	A_e m^2
3100.34	103.325	323	262.56	1944403	2.04	4.08	10.38

3. la partie désurchauffe

Q_c W	ΔP_r Pa	T_2 K	H_2 KJ/kg	P_2 Pa	ΣS m	Nombre de passes	A_e m^2
460.758	204.921	345.6	284.552	1.94454×10^6	1.3	1.6	6.57

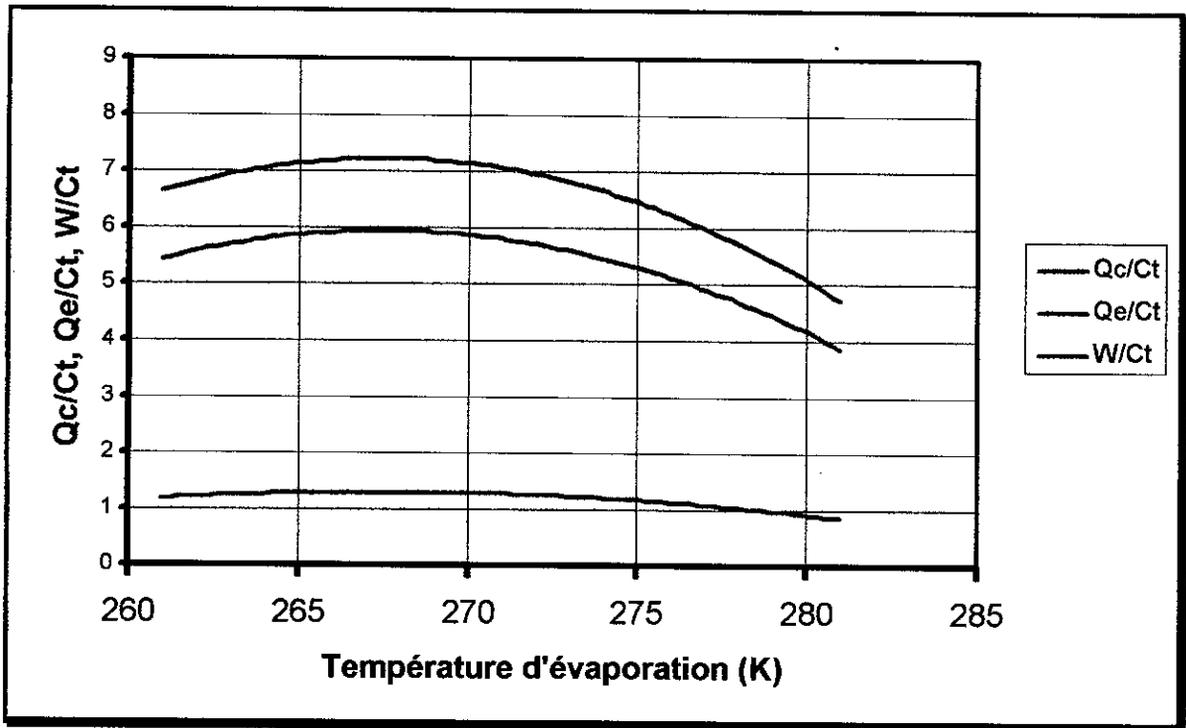


Figure (5.3) Courbes de performance du climatiseur en fonction de la température d'évaporation pour un besoin frigorifique de 5 kW.

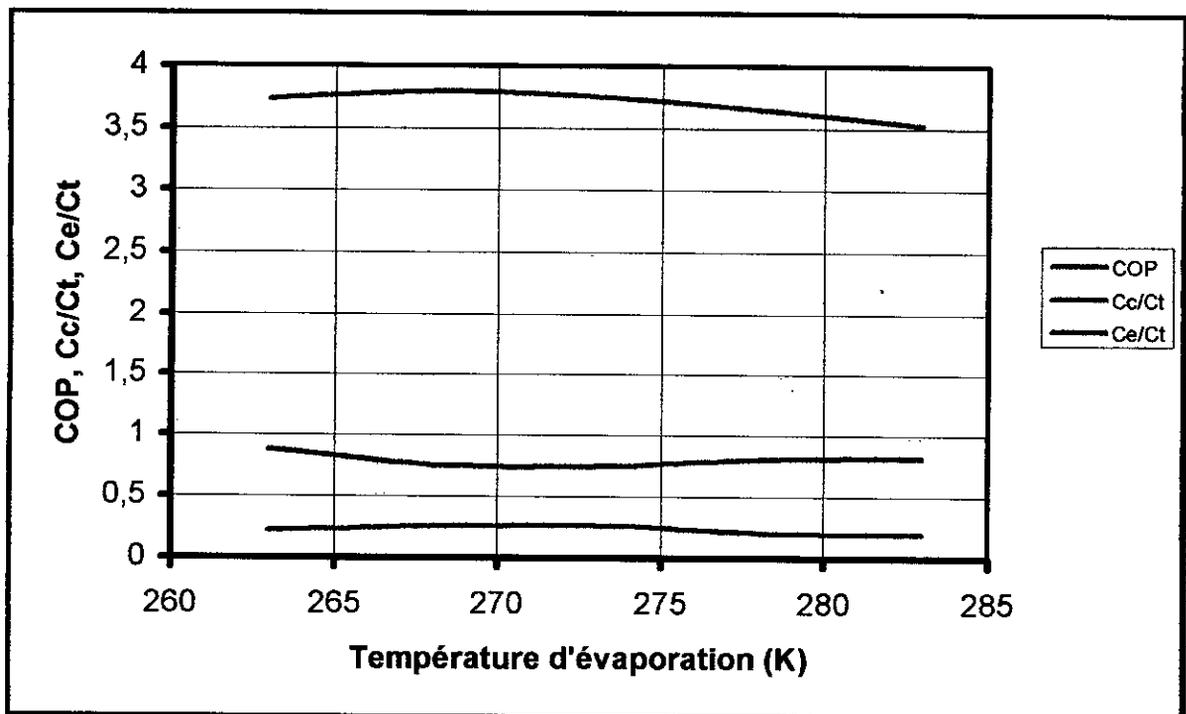


Figure (5.4) Indices de répartition de la conductance thermique et coefficient de performance en fonction de la température d'évaporation pour un besoin frigorifique de 5 kW.

Totalité de l'évaporateur.

Q_e W	ΔP Pa	T_1 K	T_6 K	T_{e1} K	T_{e2} K	Nombre de passes	A_e m^2
5015.2	2261.2	268	265.1	298	292.5	2.576	6.49

Le ventilateur centrifuge.

M_e kg/s	ΔP_s Pa	W W	Diamètre extérieur m
1.1	21.34	12	0.4

Condenseur

4. La partie sous refroidissement.

Q_c W	T_4 K	T_5 K	H_4 KJ/kg	P_4 Pa	Long. de tube m	Nombre de passes	A_e m^2
217.39	318	313	100.99	1729130	0.176	0.352	0.887

5. la partie condensation.

Q_c W	ΔP_r Pa	T_3 K	H_3 KJ/kg	P_3 Pa	Long. de tube m	Nombre de passes	A_e m^2
5205.61	640.335	318.02	261.951	1729720	3.88	7.756	19.5414

3. la partie désurchauffe

Q_c W	ΔP_r Pa	T_2 K	H_2 KJ/kg	P_2 Pa	Long. de tube m	Nombre de passes	A_e m^2
677.21	31.27	339.25	281.93	1729751.27	1.51	3.2	7.61

Totalité du condenseur.

Q_c W	ΔP Pa	T_5 K	T_2 K	T_{e1} K	T_{e2} K	Nombre de passes	A_e m^2
6100.21	671.61	318	339.25	306	311	11.13	28.04

Le ventilateur axial.

M_e kg/s	ΔP_s Pa	W W	Diamètre extérieur m
1.1	132.289	210	0.4

Conclusion.

Les résultats ci-dessus montrent qu'un optimum correspondant à un coefficient de performance maximum existe et que, cet optimum coïncide avec une charge frigorifique par unité de conductance thermique maximale, mais aussi avec une puissance du cycle frigorifique par unité de conductance thermique maximale. Ce résultat, à première vue paradoxal, vient confirmer en fait ce qui a été dit par certains auteurs [1,2].

Deux remarques des plus importantes se dégagent quand on s'intéresse de plus près aux résultats détaillés des tableaux ci-dessus :

- L'une concerne les ventilateurs, dont la puissance est directement proportionnelle aux pertes de charge côté air dans l'échangeur associé ; c'est ainsi qu'à cause d'une très faible perte de charge dans l'évaporateur, relativement à la perte de charge dans le condenseur, la puissance du ventilateur centrifuge ne représente que 5 à 10 % de la puissance totale de ventilation ;
- L'autre remarque concerne les surfaces d'échange correspondant aux différentes étapes par lesquelles passe le fluide frigorigène dans l'évaporateur et le condenseur : On relève notamment l'importance de la surface de transfert dans la partie condensation, qui représente plus de deux fois la surface réservée à la désurchauffe, qui à son tour, reste toujours supérieure à la surface de la partie évaporation.

CONCLUSION

Tout au long de cette étude, il a été question du climatiseur ; ce petit appareil très compact et très utile, devenu aujourd'hui indispensable à l'Homme moderne qu'il accompagne dans la moindre de ses activités afin de relever ses performances.

Cette étude se veut une modeste contribution à l'épineux problème du dimensionnement des climatiseurs « window ». Nous avons adopté une approche où les échangeurs sont calculés élément par élément, en suivant le fluide frigorigène dans son évolution cyclique, après avoir fixé quelques uns de ses paramètres thermodynamiques aux points pertinents du cycle.

A la base de cette approche, nous avons choisi pour modèle physique un volume de contrôle élémentaire, dont les caractéristiques font un module représentatif de l'échangeur dans son intégralité. Le programme de calcul permet d'obtenir toutes les informations nécessaires concernant l'évaporateur et le condenseur, ainsi que certaines informations concernant les ventilateurs, à partir du calcul des pertes de charge côté air dans l'évaporateur et dans le condenseur ; et ce pour un besoin frigorifique donné.

Les deux applications du chapitre V montrent le type de résultats qu'on peut produire avec le programme de calcul et une manière dont ce programme peut être utilisé. Les deux applications concernent le dimensionnement de deux climatiseurs pour des besoins de 3 et 5 kW respectivement. Cependant, ne disposant pas de données suffisantes, nous n'avons pu situer les résultats obtenus dans ces deux applications par rapport aux dimensions et aux performances des climatiseurs existants actuellement.

Dans sa forme actuelle, le programme est limité à l'utilisation du seul R 22 en tant que fluide frigorigène et au seul type d'échangeur décrit au chapitre IV.

L'étude gagnerait à être élargie pour s'appliquer à d'autres types d'échangeurs et on pourrait l'enrichir en introduisant les propriétés d'autres fluides frigorigènes, surtout que le problème du remplacement des frigorigènes classiques par des fluides qui ne contribuent pas à l'effet de serre et qui n'ont aucun effet sur la couche d'ozone est plus que jamais à l'ordre du jour.

Avec une telle extension de l'étude, on pourrait envisager des études comparatives consistantes et entamer une exploration plus vaste pour étudier l'influence d'un plus grand nombre de paramètres sur les performances du système.

Par ailleurs, pour faire le tour de la question, une étude des régimes de fonctionnement variables, en étroite relation avec l'entrée en lice de la régulation, serait très utile.

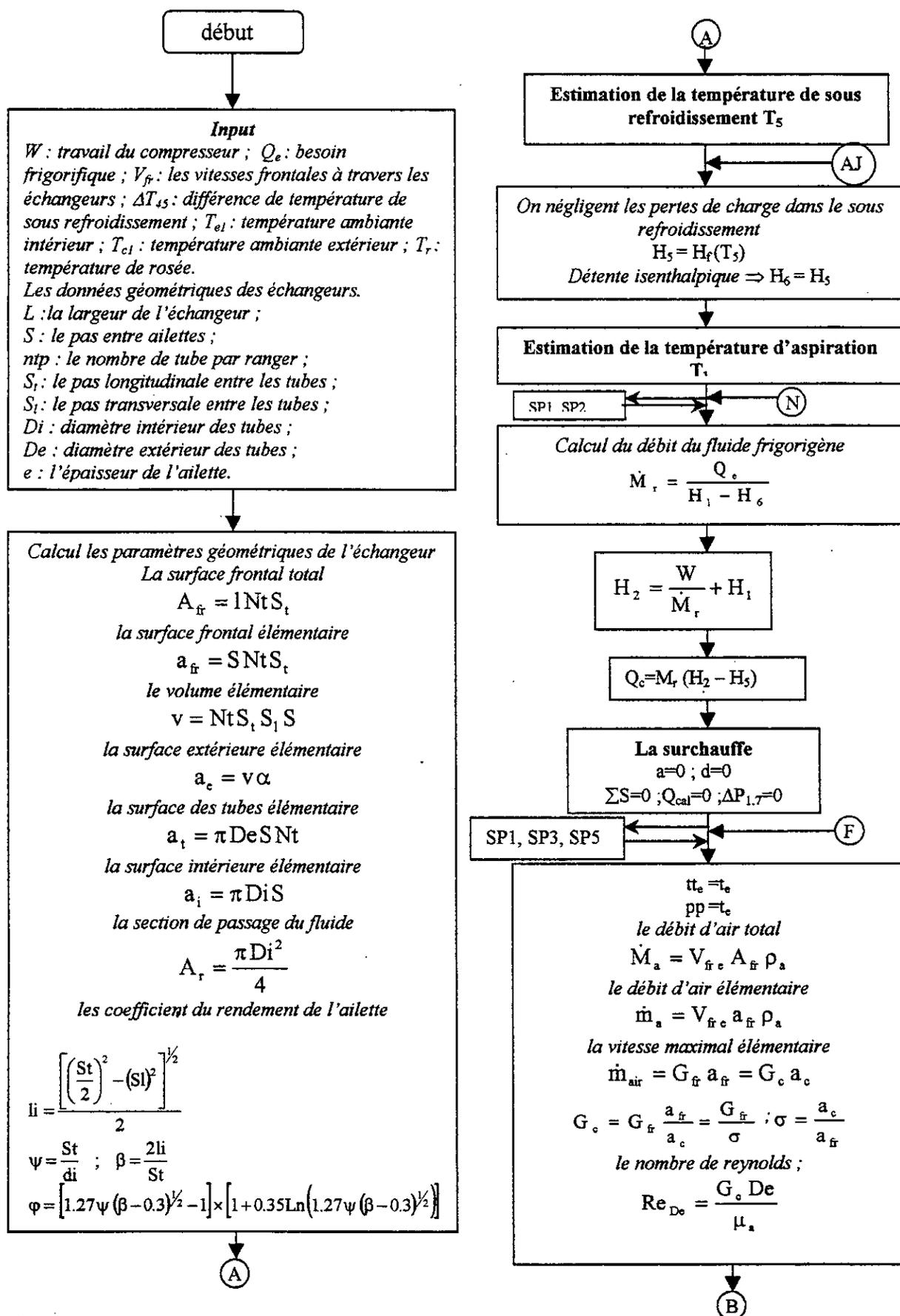
Enfin, sans un sérieux travail expérimental, l'étude du problème restera toujours inachevée.

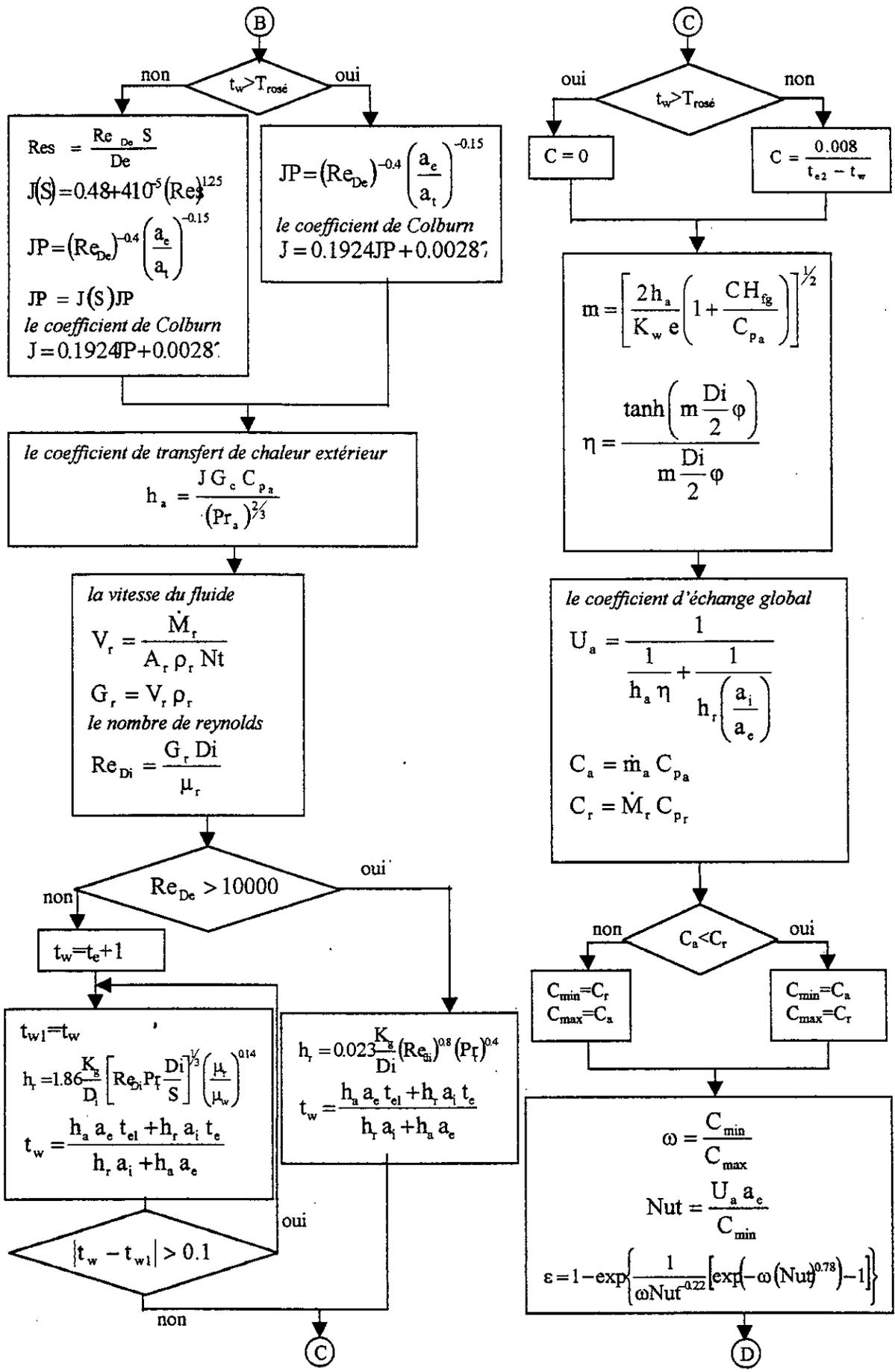
Références bibliographiques

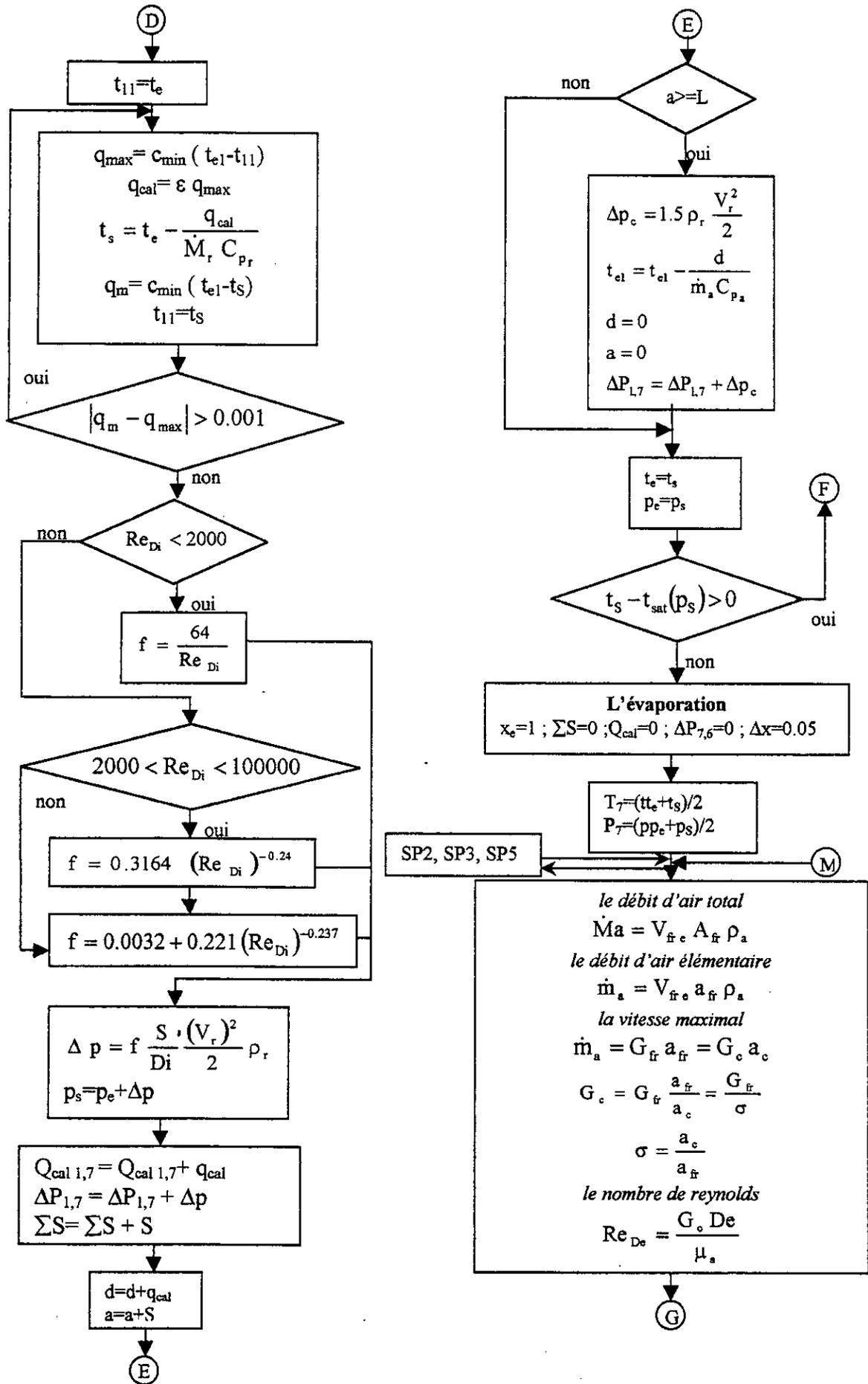
- [1] **M. A. AIT ALL.**
Finite-time optimum refrigeration cycles.
J. Appl. Phys.
American Institute of Physics. 1995.
- [2] **M. A. AIT ALL.**
A class of internally irreversible refrigeration cycles
J. Appl. Phys.
American Institute of Physics. 1995.
- [3] **ANDREIEFF. G DE NOTBECK.**
Manuel du conditionnement d'air (Tomes 1,3,4,5).
PYC Edition, 1987.
- [4] **ANDRE Gac.**
Equipements frigorifiques : automatisme et conception.
Lavoisier. 1997
- [5] **ASHRAE**
Fundamentals Handbook (SI).
1997
- [6] **BANSAL P.K et PURKAYASTHA B.**
An NTU- ϵ model for alternative refrigerants.
International Journal of Refrigeration, 1998.
- [7] **GREGORIG.**
Echangeurs de Chaleur.
Dunod, Paris, 1960.
- [8] **ANDRE HOUBERECHTS**
La Thermodynamique Technique
Brusselsestraat 4 ^{ème} Edition 1976
- [9] **JEAN GEORGES CONAN.**
Réfrigération Industrielle.
Edition Eyrolles, 1988
- [10] **KAYS W.M & LONDON A.L.**
Compact Heat Exchangers.
Mc Graw-Hill International Book Company 2 ^{ème} Edition 1964
- [11] **KERN DONALD.Q.**
Process Heat Transfer.
Mc Graw-Hill International Book Company Edition 1965

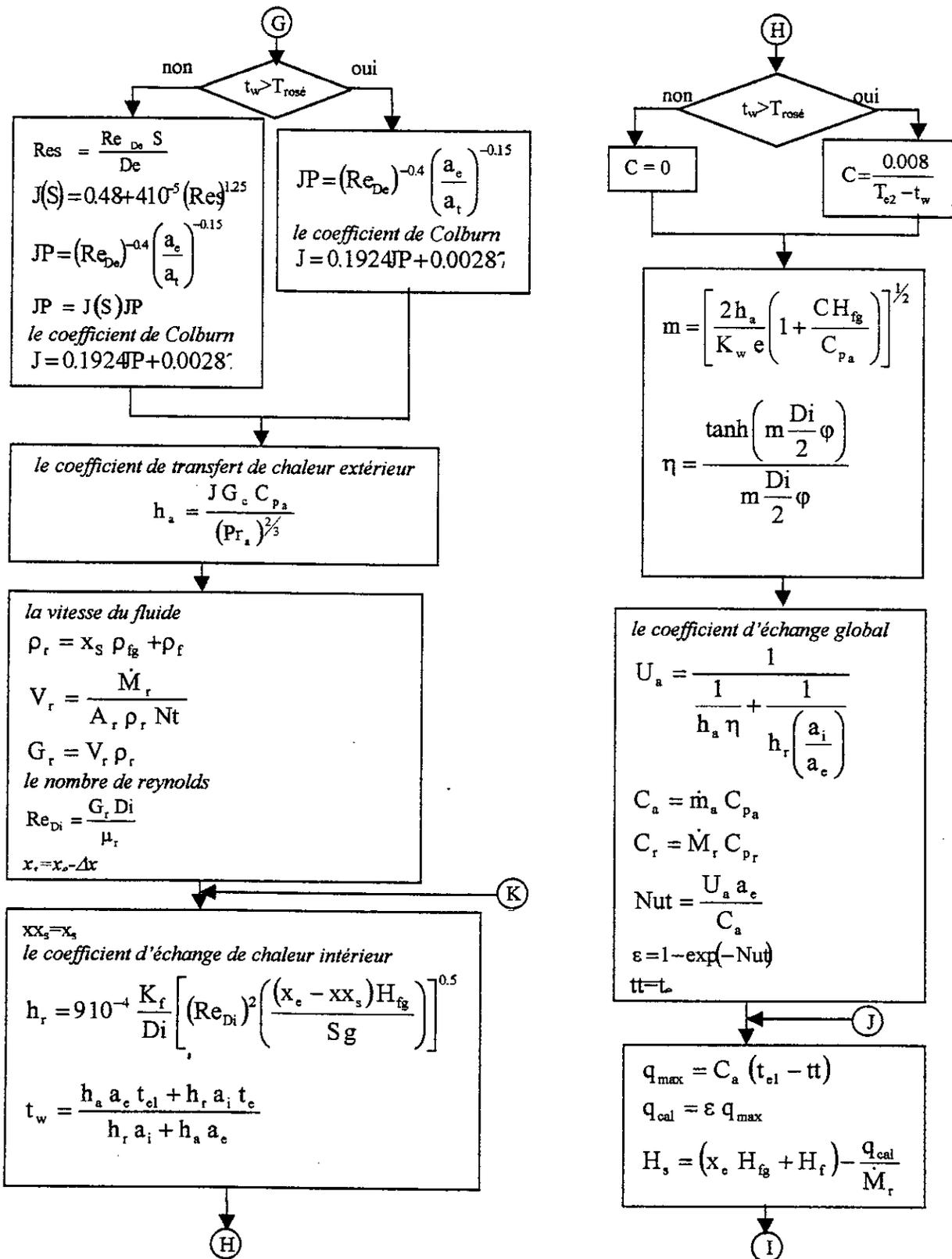
- [12] **KREITH F.**
Transmission de la Chaleur et Thermodynamique.
Masson, Paris, 1967.
- [13] **Mc ADAMS.**
Transmission de la chaleur.
Dunod, Paris, 1964.
- [14] **Mc QUISTON F.C & PARKER J.D.**
Heating, Ventilating and Air Conditioning (analysis and desingn).
John Wiley, 3^{ème} Edition. USA, 1988.
- [15] **PETERS M.S & TIMMERHAUS K.D.**
Plant Design and Economics for Chemical Engineers
Mc Graw-Hill International Book Company 3^{ème} Edition 1985
- [16] **RAPIN. P.J.**
Installations frigorifiques (Tome 2).
PYC 2^{ème} Edition. Paris, 1988.
- [17] **SOCIETE CARRIER.**
Manuel Carrier.
Carrier International LTD. 2^{ème} Edition. New York, 1960
- [18] **TECHNIQUES DE L'INGENIEUR, 1995.**
Energétique
- [19] **VAN WYLEN. G.J.**
Thermodynamique appliquée.
Edition du renouveau pédagogique, Inc. Québec, 1982.

ANNEXES









I

les pertes de charge

$$\psi = \frac{1}{1 + \left(\frac{1 - xx_s}{xx_s}\right)^{0.72} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{0.4} \left(\frac{\mu_f}{\mu_g}\right)^{0.08}}$$

$$\Delta p_m = G_r^2 \Delta X \left\{ \frac{2xx_s}{\rho_g \psi} - \frac{2(1-xx_s)}{\rho_f(1-\psi)} + q \left[\frac{\psi(1-xx_s)}{xx_s(1-\psi)\rho_f} - \frac{xx_s(1-\psi)}{\psi(1-xx_s)\rho_g} \right] \right\}$$

$$\xi = \left(\frac{Di \psi}{2 xx_s} \right) \frac{\Delta x}{S}$$

$$\lambda = \frac{1}{1 + \frac{xx_s}{(1-xx_s)} \frac{\rho_g}{\rho_f}}$$

$$\mu_{ns} = \mu_f \lambda + \mu_g (1-\lambda)$$

$$\rho_{ns} = \rho_f \lambda + \rho_g (1-\lambda)$$

$$\beta = \left(\frac{\rho_f}{\rho_{ns}} \right) \frac{\lambda^2}{(1-\psi)} + \left(\frac{\rho_g}{\rho_{ns}} \right) \left(\frac{(1-\lambda)^2}{\psi} \right)$$

$$\alpha(\lambda) = \frac{1 - \ln \lambda}{1.281 + 0.478 \ln \lambda + 0.444 (\ln \lambda)^2 + 0.094 (\ln \lambda)^3 + 0.00843 (\ln \lambda)^4}$$

$$f_o = 0.0014 + 0.125 \left(\frac{4 M_r \beta}{\pi Di \mu_{ns} Nt} \right)^{-0.32}$$

$$f_{co} = f_o \left(1 - \frac{\xi}{f_o} \right)$$

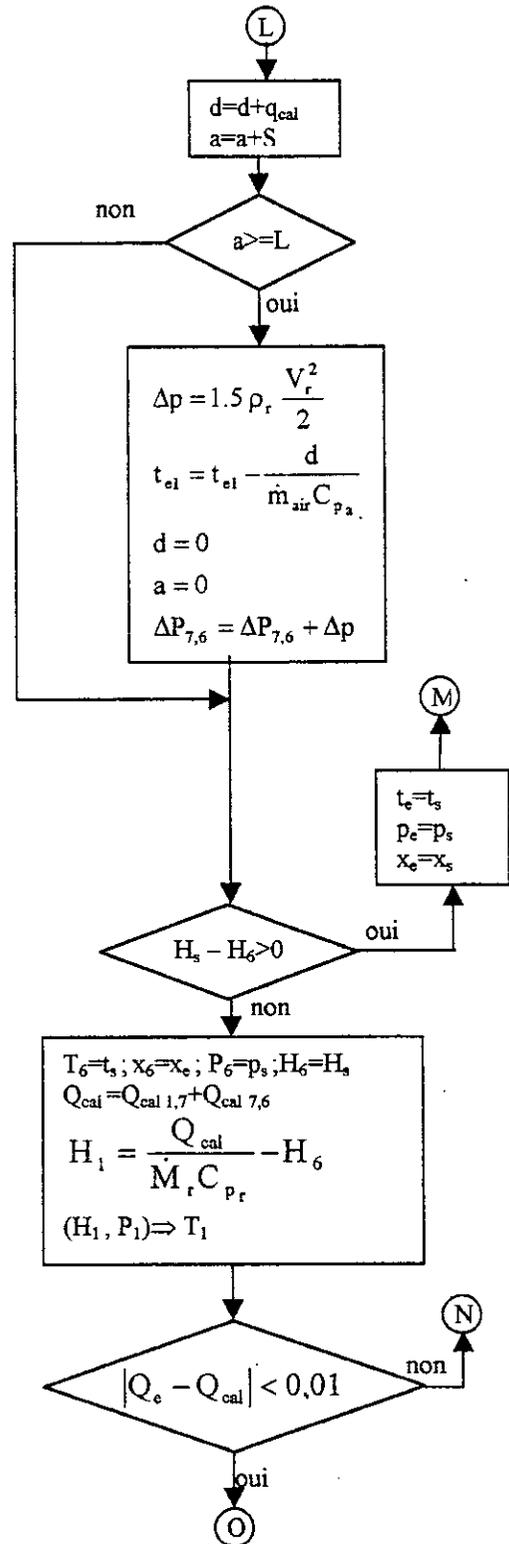
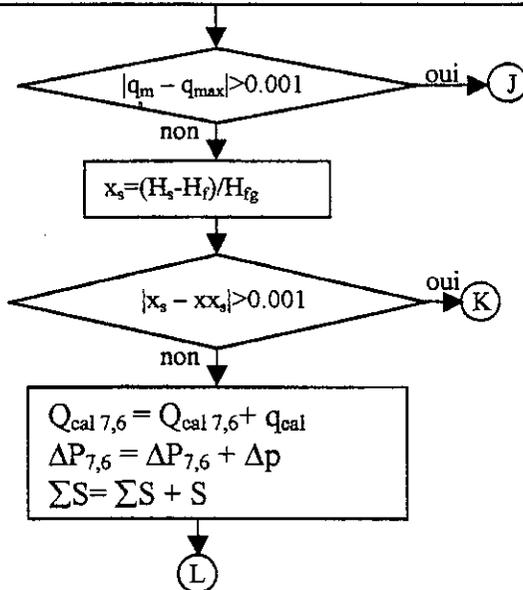
$$\Delta p_f = \frac{2 G_r^2 f_{co} \alpha(\lambda) \beta}{Di \rho_{ns}}$$

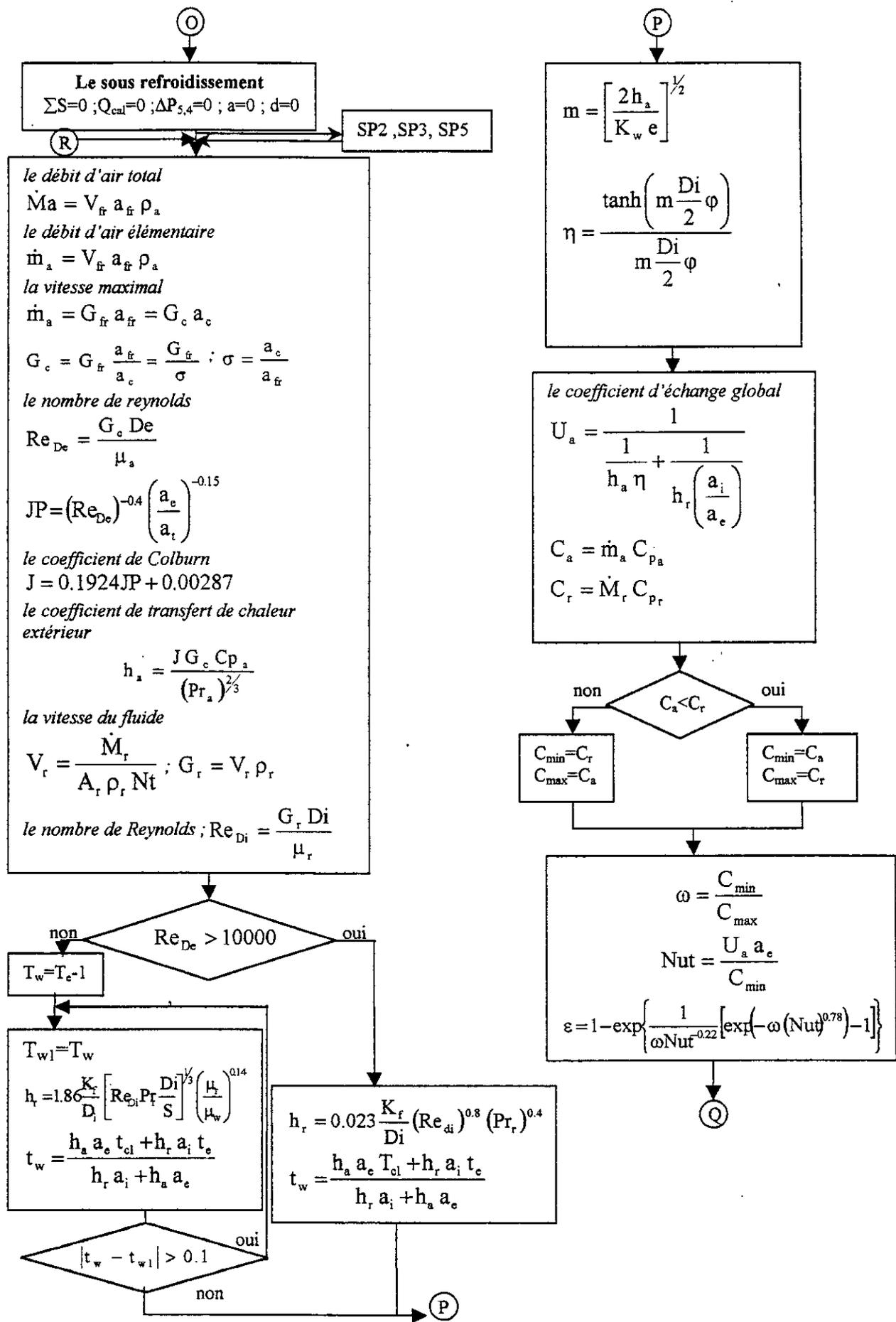
$$\Delta p = \Delta p_m + \Delta p_f$$

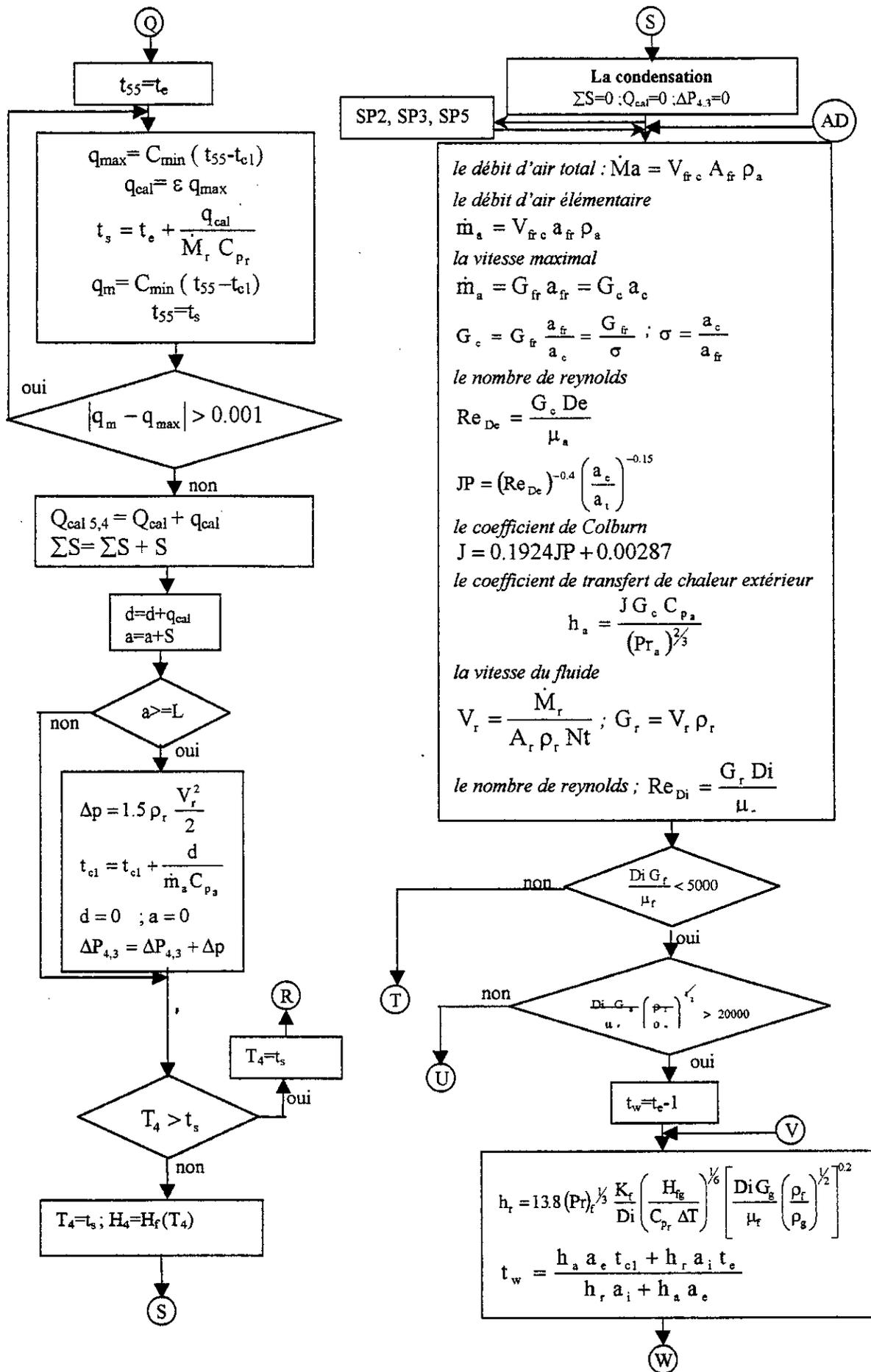
$$p_s = p_e + \Delta p$$

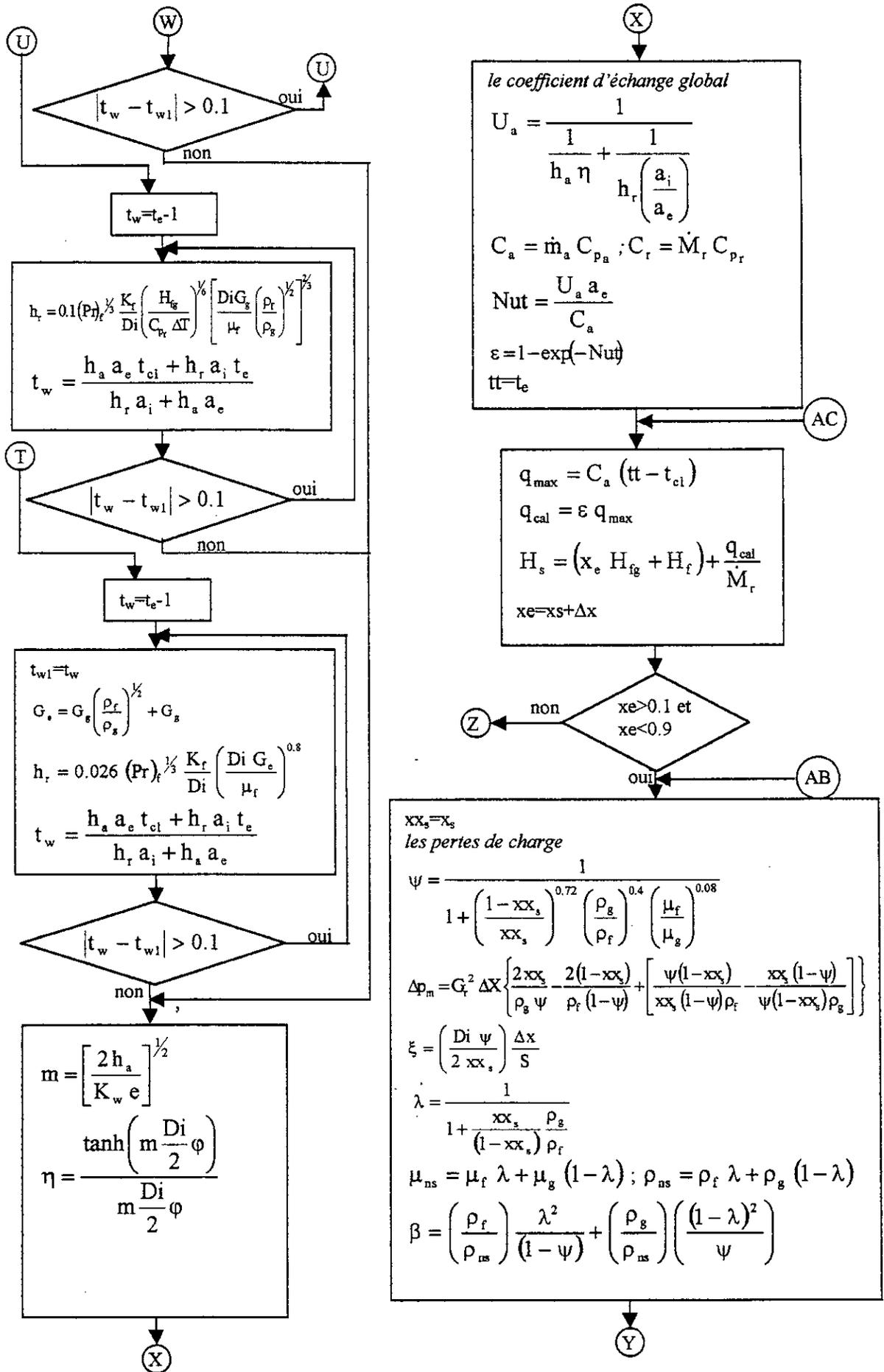
$$tt = t_s$$

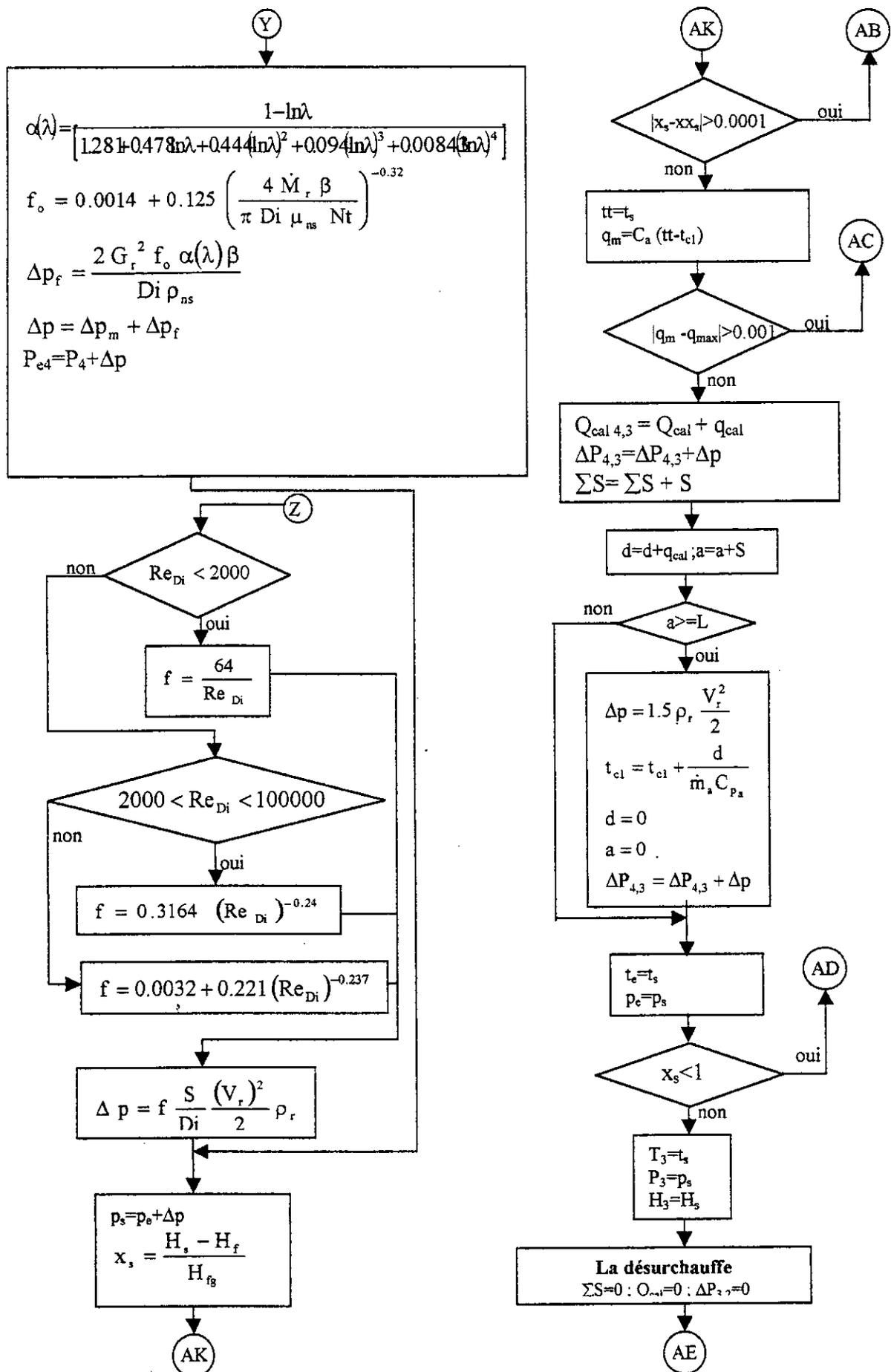
$$q_m = C_a (t_{e1} - tt)$$

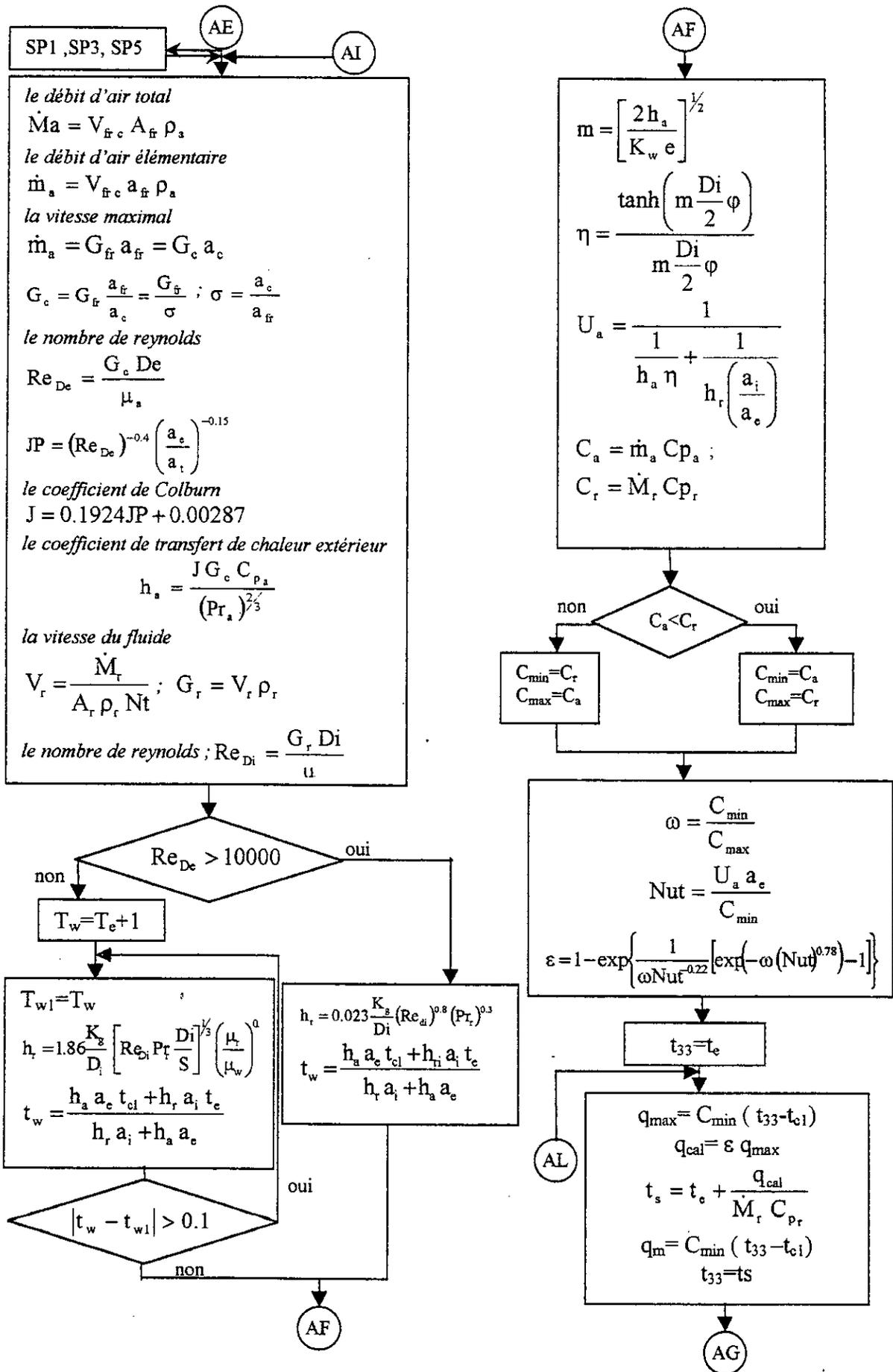


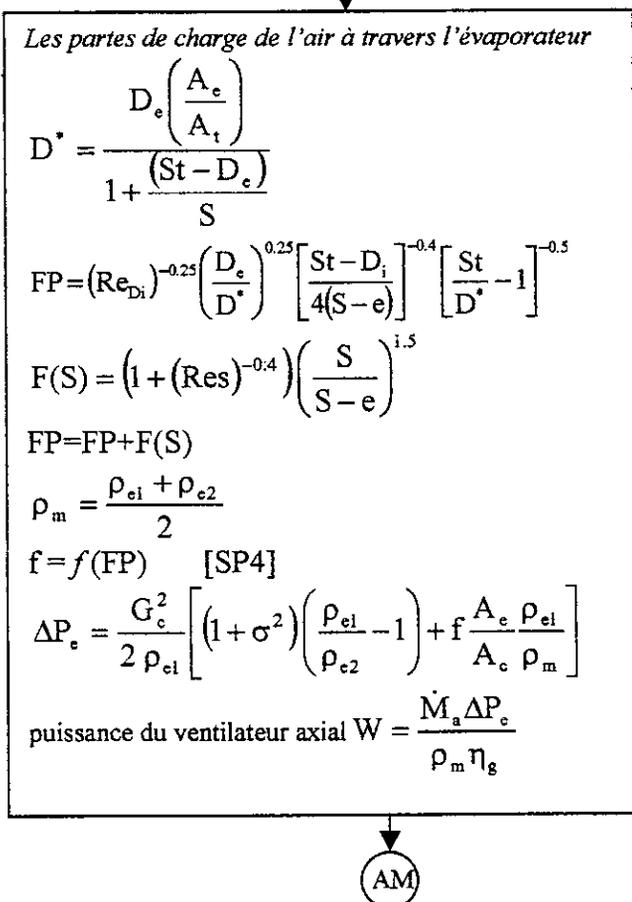
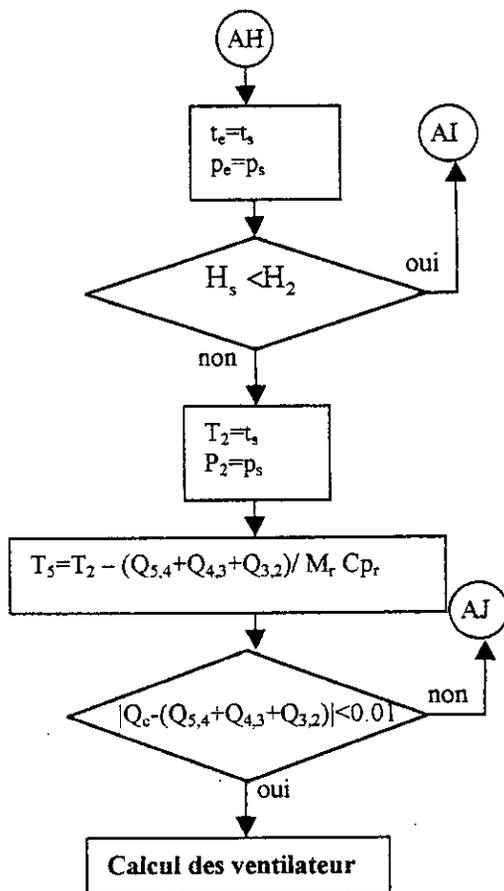
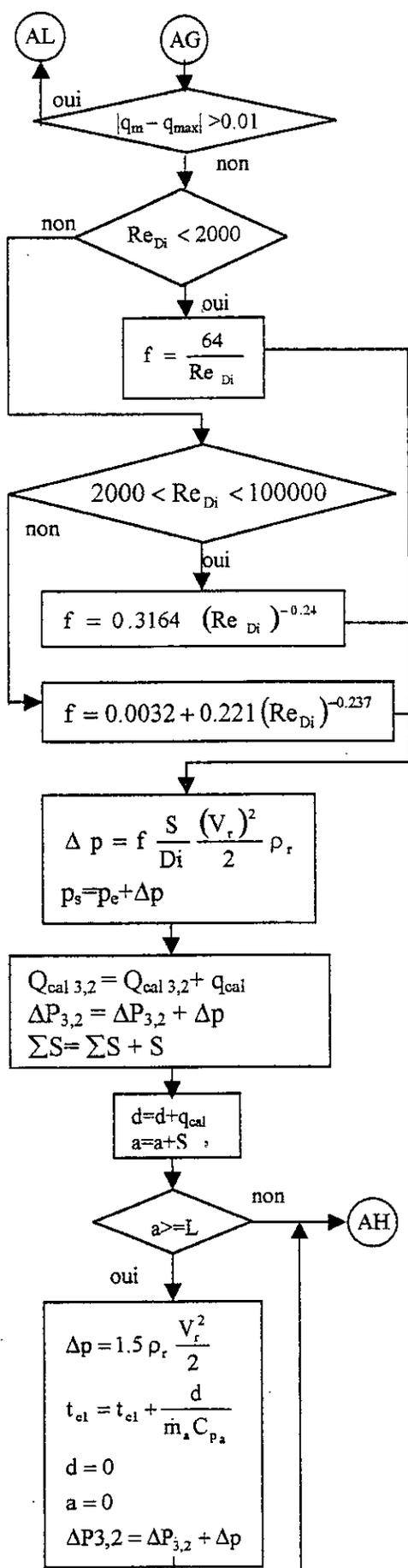












(AM)

Les pertes de charge de l'air à travers le condenseur

$$D^* = \frac{D_c \left(\frac{A_e}{A_t} \right)}{1 + \frac{(St - D_c)}{S}}$$

$$FP = (Re_{Di})^{-0.25} \left(\frac{D_c}{D^*} \right)^{0.25} \left[\frac{St - D_i}{4(S - e)} \right]^{-0.4} \left[\frac{St}{D^*} - 1 \right]^{-0.5}$$

$$\rho_m = \frac{\rho_{c1} + \rho_{c2}}{2}$$

$$f = f(FP) \quad [SP4]$$

$$\Delta P_c = \frac{G_c^2}{2 \rho_{c1}} \left[(1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_{c1}}{\rho_{c2}} - 1 \right) + f \frac{A_e \rho_{c1}}{A_c \rho_m} \right]$$

$$PVA = \frac{\dot{M}_a \Delta P_c}{\rho_m \eta_g}$$

SP1 : sous programme qui calcul les propriétés thermodynamiques du fluide dans la table surchauffé.

SP2 : sous programme qui calcul les propriétés thermodynamiques du fluide dans la table de saturation.

SP3 : sous programme qui calcul les propriétés physiques du fluide frigorigène à partir des tables

SP4 : sous programme qui calcul le coefficient de frottement à partir des tables

SP5 : sous programme qui calcul les propriétés de l'air à partir des tables

Le coefficient de performance

$$COP = \frac{Q_c}{W}$$

la conductance thermique des deux échangeur

$$C_e = \frac{Q_c}{\Delta TML} ; C_c = \frac{Q_c}{\Delta TML}$$

coefficient de répartition de la conductance

$$\alpha_c = \frac{C_c}{C_c + C_e} ; \alpha_e = \frac{C_e}{C_c + C_e}$$

Output

surchauffe

$T_1 ; P_1 ; T_7 ; P_7 ; \Delta P_{1,7} ; H_1 ; H_7 ; Q_{1,7} ; A_{e1,7} ; L_{T1,7}$

Evaporation

$T_6 ; P_6 ; H_6 ; \Delta P_{7,6} ; Q_{7,6} ; x_6 ; A_{e7,6} ; L_{T7,6}$

Sous refroidissement

$T_5 ; H_5 ; T_4 ; P_4 ; H_4 ; Q_{5,4} ; A_{e4,5} ; L_{T5,4}$

Condensation

$T_3 ; P_3 ; H_3 ; \Delta P_{4,3} ; Q_{4,3} ; A_{e4,3} ; L_{T4,3}$

Désurchauffe

$T_2 ; P_2 ; H_2 ; \Delta P_{3,2} ; Q_{3,2} ; A_{e3,2} ; L_{T3,2}$

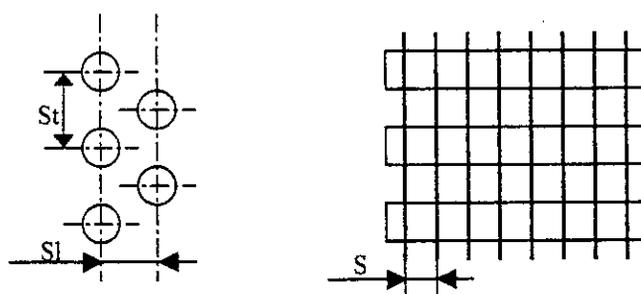
Puissance des ventilateurs

puissance du ventilateur centrifuge

puissance du ventilateur axial

FIN

$\frac{1}{S} (\text{mm}^{-1})$	σ	$\alpha (\text{m}^{-1})$
0.115	0.58	240
0.263	0.56	482
0.361	0.55	650
0.46	0.54	781
0.571	0.53	1004



**Tableau 1 : paramètres géométriques de l'échangeur
en fonction du pas entre les ailettes
d'après la référence [14].**

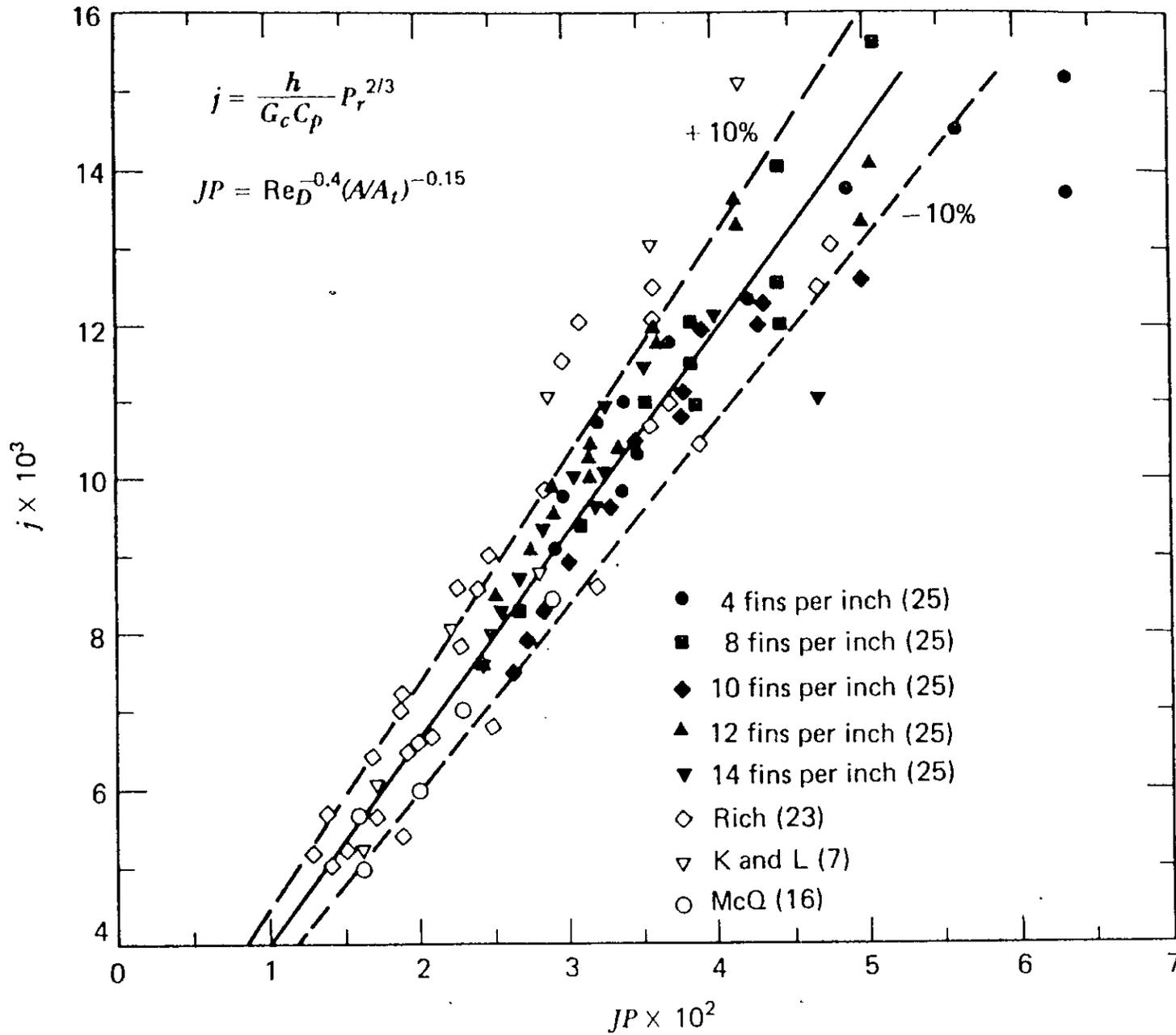


Figure.(1). Corrélation pour le coefficient de transfert de chaleur dans les échangeurs à tubes lisses et ailettes en plaques. (d'après la référence [14])

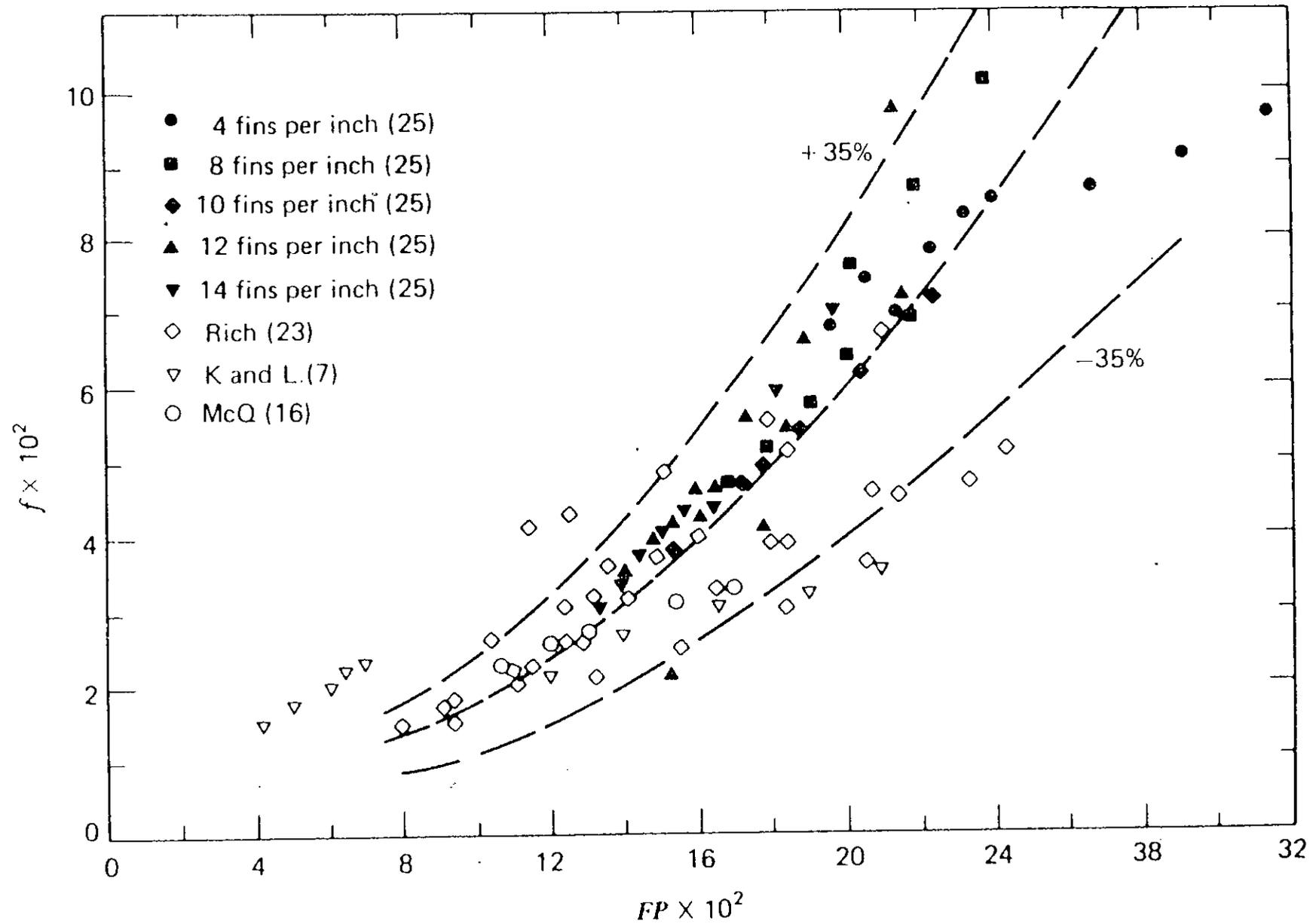


Figure.(2). Corrélation pour le coefficient de frottement dans les éléments de transfert à tubes lises et ailettes en plaques. (d'après la référence [14])