

REPUBLIQUE DU SENEGAL
UNIVERSITE CHEIKH ANTA DIOP DE DAKAR



Ecole Supérieure Polytechnique
Centre de THIES

Gm. 0054
NUM

DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

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

Titre : **ADAPTATION ET AMÉLIORATION DES SYSTÈMES FRIGORIFIQUES
AU SÉNÉGAL :**
APPLICATION SUR UN CONTENEUR FRIGORIFIQUE DE 20 PIEDS

Auteur : M. Mamadou Lamine BADIANE

Directeur interne : M. Youssouf MANDIANG
Directeur externe : M. Soulèyemane DÈME

Année : 2002-2003

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail à ...

- ✿ *Ma défunte mère : Vous serez absente à jamais mais toujours présente dans nos cœurs ;*
- ✿ *Mon père : Quelle grâce de vous avoir comme père ! Papa, vous nous avez inculqué le sens de l'honneur, de la dignité mais surtout du combat afin de vivre selon la sagesse et la piété ;*
- ✿ *Ma tante Magatte FALL : Trouvez ici l'expression de ma vive reconnaissance ;*
- ✿ *Ma sœur Dior et mon frère Thierno : Si je vous doit beaucoup c'est parce que vous m'avez tout donné...*
- ✿ *Ma sœur Ndèye Seyni : Vous avez été le bâtisseur de cette œuvre ; c'est à vous que revient tout ce mérite. Vous m'avez enseigné l'effort, la patience, la persévérance, mais surtout la joie de connaître ;*
- ✿ *Mes frères et sœurs : que ce travail vous serve d'exemple ;*
- ✿ *A mes neveux et nièces ;*
- ✿ *A mes amis ;*
- ✿ *A tous les membres du dahira Tayssirul Assir ;*
- ✿ *Spécialement à tous mes camarades de promotion pour l'ambiance sereine qui nous a animé au cours de notre formation ;*

Soyez tous honorés...

SOMMAIRE

Ce présent rapport est le fruit du travail accompli dans le cadre du projet de fin d'études intitulé : **AMELIORATION ET ADAPTATION DE SYSTEMES FRIGORIFIQUES au SENEGAL : Application sur un conteneur frigorifique de 20 pieds.**

L'objectif de ce travail était :

- de faire d'abord une étude de cas d'amélioration de systèmes frigorifiques ;
- ensuite faire le diagnostic global d'un conteneur frigorifique fonctionnant sous une température positive et enfin proposer des améliorations pour le faire fonctionner à des températures négatives.

Fournir du froid à un corps, à un milieu, c'est lui extraire de la chaleur ce qui se traduit par un abaissement de sa température et aussi, bien souvent, par des changements d'états : condensation, solidification, etc. Les machines frigorifiques permettent, moyennant un apport énergétique, d'extraire de la chaleur aux milieux à refroidir. Elles rejettent cette chaleur, accompagnée de l'équivalent thermique de l'énergie reçue, à température plus élevée, dans le milieu ambiant.

La puissance de l'installation frigorifique résulte directement du calcul des charges thermiques. Elles ne doivent être ni sous-estimées sous peine de ne pouvoir atteindre la température de consigne prévue, ni sur-estimées car la puissance prévue serait alors trop élevée. Il est donc nécessaire de déterminer les charges au plus juste.

Pour un système à compression considéré, nous avons abaissé la température d'évaporation par laminage supplémentaire du fluide frigorigène avant son entrée dans l'évaporateur. Ensuite nous avons cherché l'influence de cette diminution de température d'évaporation sur certaines caractéristiques de la machine.

Ainsi, nous avons constaté que la puissance frigorifique et le coefficient de performance diminuent fortement quand la température d'évaporation s'abaisse.

Le choix adéquat d'un nouveau compresseur permet de palier au problème de baisse de puissance avec un risque d'aspiration de vapeur **humide**, risque pouvant être évité par la mise en place d'un échangeur liquide-vapeur.

Contrairement à ce que l'on pourrait croire, l'augmentation de température du conteneur frigorifique n'est pas due aux conditions climatiques sévères, mais à une réalisation, par des agents non qualifiés, d'installations frigorifiques à partir d'éléments disparates. Pour que le conteneur fonctionne parfaitement il est nécessaire de choisir un compresseur et un détendeur adaptés à l'évaporateur.

Mots-clés : froid - conteneur frigorifique - chambre froide - matériels frigorifiques.

REMERCIEMENTS

Après avoir rendu grâce à ALLAH (SWT) et au Prophète Mouhamet (SAW), je tiens à adresser mes sincères remerciements à :

- ✦ Monsieur Youssouf MANDIANG, Chef du département génie électromécanique et mon directeur de projet; qu'il trouve ici l'expression de ma vive reconnaissance pour les conseils éclairés qu'il a bien voulu m'apporter tout au long de ce travail.
- ✦ Monsieur Soulèyman DEME du Pôle de Développement Industriel, mon directeur externe ; Je lui témoigne ma profonde gratitude pour son ouverture remarquable et sa franche collaboration, mais surtout pour sa constante assistance malgré son emploi du temps très chargé.
- ✦ A l'Ensemble du corps professoral de L'Ecole Supérieure Polytechnique pour la qualité de l'enseignement qu'ils dispensent.
- ✦ A tous ceux qui ont, de près ou de loin, contribué au bon déroulement de ce travail

LISTE DES FIGURES

1.1	Système à compression (très répandu).....	8
1.2	Système à éjection (très rare).....	8
1.3	Système à absorption (moyennement rencontré).....	9
1.4	Schéma du circuit fondamental à compression monoétagé.....	11
1.5.a	schéma du circuit avec les points caractéristiques.....	12
1.5.b	cycle frigorifique dans le diagramme enthalpique.....	13
1.5.c	cycle frigorifique dans le diagramme entropique.....	13
3.1	Coupe schématique d'un échangeur multitubulaire.....	38
3.2	Disposition des tubes.....	40
3.3	Formes des ailettes.....	41
3.4	Ensemble de définition d'un module.....	42
3.5	Tubes pour échangeurs coaxiaux.....	43
4.1	Cycle frigorifique monoétagé réel.....	45
4.2	Cycles de machine frigorifique monoétagée fonctionnant entre une même température de condensation et, respectivement, trois températures d'évaporation.....	48
4.3	Cycles de machine frigorifique monoétagée fonctionnant entre une même température de d'évaporation et, respectivement, trois températures condensation.....	51
4.4	Echangeur liquide vapeur.....	56

LISTE DES SYBOLES ET ABRÉVIATIONS

COP	coefficient de performance frigorifique
C	course(m)
c	capacité thermique massique moyenne ($kJ/kg.K$)
c_{ra}	coefficient de minoration dû à la présence d'un rideau d'air.
D	diamètre (m)
d_e	densité d'entreposage (kg/m^3)
ε	volume de l'espace mort (m^3)
ELV	échangeur liquide-vapeur
fj	flux journalier de marchandises en tonne par jour (t/d)
H	hermétique
HA	hermétique accessible
h	enthalpie massique (kJ/kg)
ICS	Industries Chimiques du Sénégal
K	coefficient de transmission thermique ($W/m^2.K$)
L	chaleur latente de congélation de denrée (kJ/kg)
\dot{m}	débit-masse (kg/s)
N	vitesse de rotation (tr/min)
n	taux de renouvellement d'air journalier
η_i	rendement indiqué
η_m	rendement mécanique
η_{eff}	rendement effectif
O	compresseur ouvert
PMH	point mort haut
PMB	point mort bas
q_F	production frigorifique massique exprimé (kJ/kg)
q_{resp}	chaleur de respiration de la denrée ($kJ/kg.d$)
ρ	masse volumique (kg/m^3)
s	entropie massique ($kJ/kg.^\circ C$)
s'_a et s'_r	clapets d'aspiration et de refoulement
τ_P	temps d'ouverture des portes exprimé (min/h)
V_0	volume balayé par le piston (m^3)

TABLE DES MATIERES

	page
DEDICACES.....	I
REMERCIEMENTS.....	II
LISTE DES FIGURES.....	III
LISTE DES SYMBOLES.....	IV
SOMMAIRE.....	V
INTRODUCTION.....	1
Chapitre 1 : PRINCIPE DE PRODUCTION DU FROID ET ANALYSE DE FONCTIONNEMENT DES INSTALLATIONS FRIGORIFIQUES.....	2
1.1 Généralités.....	2
1.1.1 Coefficient de performance.....	2
1.1.2 Machine consommant de l'énergie mécanique. Système au moins ditherme.....	3
1.1.3 Machine consommant de l'énergie thermique. Système au moins tritherme.....	4
1.1.4 Utilisation de la vaporisation et de la condensation d'un frigorigène.....	6
1.1.5 Machine utilisant la vaporisation d'un frigorigène.....	7
□ Machine frigorifique à compression.....	7
□ Machine frigorifique à éjection.....	8
□ Machine frigorifique à absorption.....	8
□ Machine frigorifique à adsorption.....	9
1.2. Cycles frigorifiques à compression mécanique.....	10
1.2.1 Classification des cycles frigorifiques à compression mécanique.....	10
1.2.2 Cycle fondamental à compression monoétagée d'un frigorigène pur.....	11
1.2.3 Rendements du compresseur.....	14
1.2.3.1 Fonctionnement du compresseur parfait, sans espace mort.....	14
1.2.3.2 Fonctionnement du compresseur réel, avec espace mort.....	15
1.2.3.3 Rendements.....	17
Chapitre 2 : BILAN FRIGORIFIQUE D'UNE CHAMBRE FROIDE.....	19
2.1 Généralités.....	19
2.2 Calcul des charges thermiques externes.....	20
2.2.1 Charges thermiques par transmission à travers les parois (Q_{tr}).....	20
2.2.2 Charge thermique par renouvellement d'air (Q_{re}).....	21

2.2.3	Charge thermique par ouverture des portes (Q_{op}).....	21
2.3	Calcul des charges thermiques internes	23
2.3.1	Charges thermiques internes indépendantes des denrées entreposées.....	23
2.3.1.1	Charge thermique due à l'éclairage (Q_{ec}).....	23
2.3.1.2	Charge thermique due aux personnes (Q_{pe}).....	24
2.3.1.3	Charge thermique due aux matériel roulant (Q_{mr}).....	24
2.3.1.4	Charge thermique due à des machines diverses(Q_{md}).....	25
2.3.2	Charges thermiques internes dépendantes des denrées entreposées.....	25
2.3.2.1	Charge thermique due aux denrées entrantes(Q_{de}).....	25
2.3.2.2	Charge thermique due à la respiration des denrées (Q_{resp}).....	26
2.3.2.3	Puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur ($Q_{0,int}$).....	26
2.3.2.4	Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs (Q_{vent}).....	27
2.3.2.5	Charge thermique due aux résistances de dégivrage ($Q_{dég}$).....	28
2.3.2.6	Contrôle de la puissance frigorifique effective $Q_{0,eff}$ de l'évaporateur.....	28
Chapitre 3 : TECHNOLOGIE DES MATERIELS FRIGORIFIQUES.....		29
3.1	COMPRESSEURS ET MOTOCOMPRESSEURS.....	29
3.1.1	Compresseurs alternatifs.....	29
3.1.1.1	Fonction compression (<i>traitement des gaz</i>).....	29
3.1.1.2	Fonction mécanique.....	30
3.1.2	Compresseurs rotatifs.....	32
3.1.2.1	Hélicocompresseurs ou compresseurs à vis.....	32
3.1.2.1.a)	Compresseur birotor (<i>double vis</i>).....	32
	➤ Fonction compression.....	32
	➤ Fonction mécanique.....	33
3.1.2.1.b)	Compresseur monorotor (<i>mono vis</i>).....	33
	➤ Fonction compression.....	33
	➤ Fonction mécanique.....	33
3.1.2.2	Autres compresseurs rotatifs.....	34
3.1.2.2.a)	Compresseurs à palettes.....	34
3.1.2.2.b)	Compresseur à piston tournant ou roulant.....	35
3.1.2.2.c)	Compresseur à spirales (Scroll).....	35
3.1.3	Compresseurs centrifuges.....	35
	➤ Fonction compression.....	35
	➤ Fonction mécanique.....	36
3.2	ECHANGEURS DE CHALEUR.....	36
3.2.1	Principales caractéristiques.....	36
3.2.2	Construction des échangeurs.....	38

3.2.2.1	Échangeurs multitubulaires.....	38
3.2.2.2	Batteries à ailettes.....	40
3.2.2.3	Échangeurs à plaques.....	42
3.2.2.4	Échangeurs coaxiaux pour liquides.....	42
3.3.	CAPACITES SOUS PRESSION.....	43
Chapitre 4: AMÉLIORATION DE SYSTÈME FRIGORIFIQUE.....		45
Première partie : Analyse d'un cas général.....		45
4.1.	Abaissement de la température.....	45
4.2.	Caractéristiques de la machine.....	46
4.2.1	Effets thermiques du fluide frigorigène en circulation.....	46
4.2.2	Débit-masse cyclé.....	47
4.2.3	Débit-volume réellement aspiré par le compresseur.....	47
4.2.4	Débit-volume balayé.....	47
4.3.	Influence de certains paramètres.....	48
4.3.1.	Température d'évaporation.....	48
4.3.1.1	Puissance frigorifique.....	48
4.3.1.2	Coefficients de performance.....	50
4.3.2	Température de condensation.....	51
4.3.2.1	Puissance frigorifique.....	51
4.3.2.2	Coefficients de performance.....	52
4.4.	Amélioration de la puissance frigorifique.....	52
Deuxième partie : Analyse du cas particulier d'un conteneur frigorifique de 20 pieds.....		58
4.5.	Présentation générale des conteneurs frigorifiques.....	58
4.6.	Diagnostic global du conteneur et amélioration de sa température.....	59
4.6.1	Diagnostic.....	59
4.6.2	Proposition de solutions.....	61
CONCLUSION.....		63
BIBLIOGRAPHIE.....		64
ANNEXES.....		65

INTRODUCTION

L'économie du Sénégal est marquée, ces dernières années, par une évolution dans les domaines de la pêche et de l'agroalimentaire. Cette évolution est due, entre autres facteurs, au développement du secteur du froid.

Ce secteur est d'une importance stratégique pour l'approvisionnement en aliments et en médicaments, ainsi que pour l'exportation des récoltes.

C'est ainsi qu'on note une importation notable d'équipements frigorifiques. Les installations frigorifiques sont alors réalisées le plus souvent au niveau local à partir d'éléments disparates. Cependant, il a été constaté, pour la plupart du temps, que l'on obtenait pas les données de fonctionnement attendues (*on obtient souvent du froid positif au lieu du froid négatif*). Il est donc nécessaire, pour remédier à cette situation, d'adapter ces éléments les uns aux autres pour que l'installation fonctionne dans des conditions optimales.

C'est ce qui justifie ce rapport intitulé **Amélioration et Adaptation des systèmes frigorifiques au sénégal.**

L'étude du cas particulier d'un conteneur frigorifique de 20 pieds nous permettra de dégager certaines propositions pour l'amélioration de ces systèmes.

Ce sont donc des rappels essentiels du principe de production du froid et de l'analyse de fonctionnement des installations frigorifiques que traite le premier chapitre.

Avant une description détaillée de la technologie des matériels frigorifiques faite au troisième chapitre, il est présenté le calcul des charges thermiques d'une chambre froide dans le cadre de son bilan frigorifique.

Le quatrième et dernier chapitre concerne l'amélioration de systèmes frigorifiques proprement dit.

Chapitre 1 : PRINCIPE DE PRODUCTION DU FROID ET ANALYSE DE FONCTIONNEMENT DES INSTALLATIONS FRIGORIFIQUES

1.1 Généralités

« **La chaleur ne peut passer spontanément d'un corps froid vers un corps chaud** ». C'est l'énoncé de Clausius du second principe de la thermodynamique. Si l'on veut effectuer le transfert de chaleur, dans le sens antinaturel, d'un milieu froid vers un milieu chaud, il faut, nécessairement, d'une part, imaginer et mettre en œuvre un système thermique particulier, et, d'autre part, fournir de l'énergie au système.

➤ **Le système thermodynamique particulier** mis en œuvre est susceptible de transférer effectivement de la chaleur d'un milieu à température inférieure où la chaleur est prélevée (source froide) vers un milieu à température supérieure où la chaleur est rejetée (puits chaud).

Lorsque le but recherché est l'extraction de chaleur à un corps, ou à un milieu, pour le refroidir ou le maintenir à une température inférieure à celle de l'ambiance, c'est-à-dire lorsqu'il s'agit de **produire du froid**, le système thermodynamique qui effectue cette opération prend naturellement le nom de **machine frigorifique**. L'effet utile est la chaleur extraite (ou le froid produit) à la source froide.

➤ **Pour alimenter le système thermodynamique**, on utilise :

— soit une **énergie mécanique**, ou équivalente; le système comporte alors au minimum une source froide et un puits chaud ; il est dit, au moins, **ditherme** ;

— soit une **énergie thermique**, le système comporte alors au moins une source thermique supplémentaire, la « source de chaleur motrice ». Le système en question est alors, au moins, **tritherme**.

1.1.1 Coefficient de performance

Pour caractériser l'efficacité d'une machine frigorifique, on considère le **coefficient de performance frigorifique** :

COP = froid produit à la source froide / énergie apportée au système

Ce rapport adimensionnel est objectivement un rendement, mais on évite de le donner ce nom pour ne pas choquer les habitudes car il a très souvent des valeurs supérieures à l'unité, contrairement aux rendements des machines thermiques produisant de l'énergie mécanique.

1.1.2 Machine consommant de l'énergie mécanique. Système au moins ditherme

Grâce à l'énergie mécanique W fournie à ce système, on absorbe à la source froide, à la température thermodynamique T_F , l'énergie thermique Q_F et on rejette au puits chaud, à la température T_C , l'énergie thermique Q_C . Au lieu de considérer les énergies, on peut s'intéresser aux puissances mises en œuvre. Du fait de la puissance mécanique fournie P , on produit, à la source froide, une puissance frigorifique φ_F et on rejette au puits chaud une puissance calorifique φ_C . Selon le premier principe :

$$+|Q_F| + |W| - |Q_C| = 0 \quad (1.1)$$

$$|W| = |Q_C| - |Q_F| \quad (1.2)$$

ou encore $|P| = |\varphi_C| - |\varphi_F| \quad (1.3)$

Le **coefficient de performance frigorifique COP** d'une machine frigorifique ditherme est :

$$COP = \frac{|Q_F|}{|Q_C| - |Q_F|} = \frac{1}{\left(\frac{|Q_C|}{|Q_F|}\right) - 1} \quad (1.4)$$

Il peut être supérieur, égal ou inférieur à **1** selon les conditions de fonctionnement du système.

Pour une machine frigorifique ditherme **réversible**, donc thermodynamiquement idéale, on doit satisfaire la relation de Clausius:

$$\frac{Q_F}{T_F} + \frac{Q_C}{T_C} = 0 = + \frac{|Q_F|}{T_F} - \frac{|Q_C|}{T_C} \Rightarrow \frac{|Q_C|}{|Q_F|} = \frac{T_C}{T_F} \quad (1.5)$$

Dans ce cas, les coefficients de performance frigorifique de ces systèmes idéaux deviennent :

$$COP_{id}^W = \frac{T_F}{T_C - T_F} \quad (1.6)$$

W indiquant que le système reçoit du travail.

Le coefficient de performance d'un **système réel**, qui est thermodynamiquement **irréversible**, est généralement voisin de la moitié de la valeur obtenue par l'application de cette relation.

L'expression (1.6) montre que le coefficient de performance d'un système idéal croît très vite lorsque la température de la source froide et celle du puits chaud se rapprochent l'une de l'autre. Il en est aussi de même pour le coefficient de performance d'un système réel. On rappelle que c'est tout à fait l'inverse qui se produit dans un moteur thermique lorsque la température de la source chaude et celle du puits froid se rapprochent. Dans ce cas le rendement du moteur diminue.

1.1.3 Machine consommant de l'énergie thermique. Système au moins tritherme

Outre la source froide à T_F et le puits chaud à T_C , ce système, consommant de l'énergie thermique, met en œuvre au moins une troisième source de chaleur à T_M où la *chaleur motrice* leur est fournie. On a donc affaire à un système (au moins) tritherme.

Notons que selon le niveau thermique de cette troisième source T_M , on peut rencontrer les deux cas suivants :

- 1^{er} cas : $T_M > T_C > T_F$
- 2^e cas : $T_C > T_M > T_F$

❖ 1^{er} cas : $T_M > T_C > T_F$

La *chaleur motrice* subit, dans le système thermodynamique, une chute de température entre T_M , où elle est apportée au système, et T_C , où elle est rejetée dans le milieu extérieur. Il en résulte un effet moteur que le système utilise pour déplacer de la chaleur de T_F à T_C .

D'après le premier principe de la thermodynamique, on a :

$$+ |Q_F| + |Q_M| - |Q_C| = 0 \quad (1.7)$$

Le coefficient de performance frigorifique **COP** de ce système est :

$$\text{COP} = \frac{|Q_F|}{|Q_M|} \quad (\text{ou } |\varphi_F|/|\varphi_M|) \quad (1.8)$$

Pour un système réversible tritherme de ce type, on aurait, de plus, selon Clausius :

$$\boxed{+\frac{|Q_F|}{T_F} - \frac{|Q_C|}{T_C} + \frac{|Q_M|}{T_M} = 0} \quad (1.9)$$

En appliquant (1.7) et (1.9), On obtient l'expression du coefficient de performance frigorifique de ce système idéal :

$$\boxed{\text{COP}_{\text{id}}^Q = \left(\frac{T_F}{T_C - T_F}\right) \frac{(T_M - T_C)}{T_M}} \quad (1.10)$$

l'exposant Q indique que le système reçoit de la chaleur.

Ce coefficient de performance est d'autant plus élevé que les températures T_F et T_C sont plus voisines et que T_M est plus éloignée de T_C .

Le coefficient de performance de ce système fonctionnant grâce à une fourniture de chaleur est inférieur à celui d'un système recevant de l'énergie mécanique et déplaçant de la chaleur entre les mêmes températures T_F et T_C . En effet, le rapport $(T_M - T_C)/T_M$ est nettement inférieur à 1. Cela ne doit pas nous étonner : la chaleur étant une forme dégradée de l'énergie, si l'on veut, par apport d'énergie sous cette forme, obtenir du système frigorifique le même effet que celui que l'on obtiendrait en apportant au système de l'énergie mécanique, il faut fournir une quantité plus grande d'énergie thermique.

❖ **2^e cas : $T_C > T_M > T_F$**

Comme la chaleur motrice provient d'une source à température intermédiaire entre T_C et T_F , pour produire l'effet moteur la chaleur rejetée n'a alors qu'une seule issue possible : le puits froid à la température T_F . Dès lors, un tel système ne peut être un système frigorifique. C'est, en revanche, une pompe à chaleur puisque le reste de la chaleur incidente est déplacé dans le sens des températures croissantes de T_M à T_C . Un tel système est souvent dénommé **transformateur de chaleur**,

Pour ce système :

$$-|Q_F| + |Q_M| - |Q_C| = 0 \quad (1.11)$$

et le coefficient de performance calorifique COP_C :

$$\boxed{\text{COP}_C = \frac{|Q_C|}{|Q_M|} = 1 - \frac{|Q_F|}{|Q_M|}} \quad (1.12)$$

est toujours inférieur à 1 puisque le rapport $|Q_F|/|Q_M|$ n'est jamais nul. Il ne pouvait en être autrement puisque la chaleur Q_C , rejetée à T_C , a entièrement son origine dans Q_M et qu'une partie de celle-ci, Q_F , est perdue à la source froide.

1.1.4 Utilisation de la vaporisation et de la condensation d'un fluide frigorigène

Pour transférer de la chaleur d'un milieu à basse température vers un autre à température plus élevée, il faut mettre en œuvre :

- un **phénomène endothermique**, s'effectuant à la température T_F de la source froide pour **extraire** de la chaleur au milieu extérieur froid ;
- un **processus thermodynamique**, pour élever le niveau thermique de cette chaleur de T_F à T_C ;
- un **phénomène exothermique**, s'effectuant à la température T_C du puits chaud pour **rejeter** la chaleur vers le milieu extérieur chaud.

Ces phénomènes peuvent s'effectuer simultanément dans les diverses parties du système qui produit ainsi du froid ou, plus généralement, déplace de la chaleur en continu. S'ils s'effectuent séquentiellement, les divers phénomènes évoqués ci-avant se produisent successivement. La production du froid, ou plus généralement le déplacement de chaleur, s'effectue alors de manière discontinue ou intermittente.

Le milieu, qui dans le système frigorifique est le siège de ces phénomènes, est dénommé **fluide frigorigène ou réfrigérant**. Dans le système, le fluide frigorigène peut subir une transformation qui le laisse dans un état final différent de l'état initial (transformation ouverte) ou bien une série de transformations qui le ramène périodiquement dans le même état. Il a alors parcouru un cycle qui en l'occurrence est un **cycle frigorifique**.

Le changement d'état liquide-vapeur est le phénomène majeur sur lequel on s'appuie pour produire du froid. On peut le mettre en œuvre dans des systèmes soit ouverts, soit fermés.

• Systèmes ouverts

Après utilisation de l'effet thermique recherché, le fluide actif n'est pas récupéré mais rejeté dans le milieu extérieur. Pour qu'il en soit ainsi, il faut évidemment que le frigorigène rejeté soit sans action sur l'environnement (azote, eau, etc.) et, en outre, peu coûteux.

- **Systèmes fermés**

Le fluide frigorigène évolue dans un système clos qui doit être aussi parfaitement étanche vis-à-vis de l'extérieur que possible (confinement du fluide frigorigène). Ce circuit comporte nécessairement:

- un **évaporateur** placé dans le milieu à refroidir, par exemple une chambre froide où l'on doit maintenir la température intérieure θ_i . Le fluide frigorigène qui y entre en phase liquide s'y vaporise à la température $\theta_F < \theta_i$ en absorbant de la chaleur à cette enceinte ;

- un **condenseur** refroidi par un fluide extérieur, air ou eau, à la température θ_r où le réfrigérant, qui y entre en phase vapeur, se condense à une température $\theta_C > \theta_r$ en cédant de la chaleur au fluide de refroidissement.

L'énergie mécanique W est fournie à ce système pour permettre l'évolution cyclique du réfrigérant.

Dans l'évaporateur et le condenseur d'un circuit frigorifique, phases liquide et vapeur du fluide frigorigène coexistent. D'après la loi de Gibbs, qui nous enseigne que la variance ν du système que constitue le frigorigène est

$$\nu = c + 2 - \varphi$$

avec c , le nombre de constituants du système et φ , le nombre de phases séparées,

nous avons pour ce système $\nu = 1$.

Pour le fluide frigorigène, corps pur sous ces deux phases, la pression et la température sont liées.

Nous ne pouvons agir à notre gré que sur l'un de ces paramètres, l'autre étant alors fixé par la relation de pression de vapeur.

1.1.5 Machine utilisant la vaporisation d'un fluide frigorigène

La manière dont les vapeurs formées dans l'évaporateur sont extraites de celui-ci permet de distinguer plusieurs types de machines.

- **Machine frigorifique à compression**

Les vapeurs issues de l'évaporateur sont aspirées par un compresseur mécanique. En raison de leur simplicité ces machines sont les plus répandues. Consommant exclusivement de l'énergie mécanique, elles entrent dans la catégorie des systèmes au moins **dithermes** (figure 1.1 page suivante).

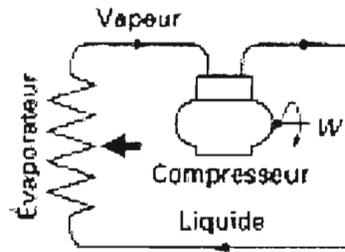


Figure 1.1 : Système à compression (très répandu)

□ Machine frigorifique à éjection

Les vapeurs du cycle frigorifique sont aspirées mécaniquement par un éjecteur (figure 1.2 ci dessous). Celui-ci fonctionne grâce à l'énergie cinétique de la *vapeur motrice* (généralement de même nature que la *vapeur de fluide frigorigène*) qui, par l'injecteur **I**, pénètre dans la partie convergente, **II**, de l'éjecteur. La compression du mélange des *vapeurs motrice et de fluide frigorigène* s'effectue dans la partie divergente, **III**, de l'éjecteur où l'énergie cinétique du flux de vapeur se transforme en énergie de pression. La vapeur motrice doit évidemment provenir d'une *chaudière*. Ce type de système consomme donc de l'énergie thermique et fait partie de la catégorie des systèmes au moins **trithermes**. On les rencontre rarement.

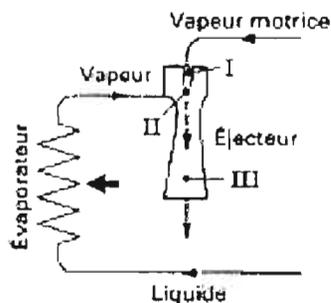


Figure 1.2 : Système à éjection (très rare)

□ Machine frigorifique à absorption

Ici l'aspiration de la vapeur de fluide frigorigène se fait par l'intermédiaire d'un liquide absorbant qui présente une forte affinité pour ce frigorigène. La vapeur est absorbée par tout le volume du liquide absorbant. La figure 1.3 de la page suivante montre comment s'effectue cette aspiration. L'évaporateur est relié à une capacité, l'absorbeur, à l'intérieur de laquelle on pulvérise en permanence la solution absorbante pauvre en fluide frigorigène. La

pulvérisation permet d'accroître la surface de contact avec la vapeur de fluide frigorigène. Le liquide absorbe le fluide frigorigène, provoquant ainsi la raréfaction de la vapeur et l'aspiration d'une nouvelle masse de fluide frigorigène issue de l'évaporateur. La solution enrichie en fluide frigorigène (solution riche) quitte l'absorbeur et est dirigée vers un autre point de la machine où, par chauffage, on procède à l'extraction du fluide frigorigène fixé. Les systèmes à absorption appartiennent donc à la catégorie des systèmes frigorifiques au moins **trithermes**. L'absorption du fluide frigorigène par la solution absorbante est exothermique ce qui impose l'usage d'un échangeur de refroidissement de la solution absorbante. Les systèmes à absorption furent les premiers systèmes frigorifiques industriellement opérationnels. L'énorme développement des systèmes à compression les a confinés dans des applications spéciales. Actuellement ils font l'objet d'un réel regain d'intérêt.

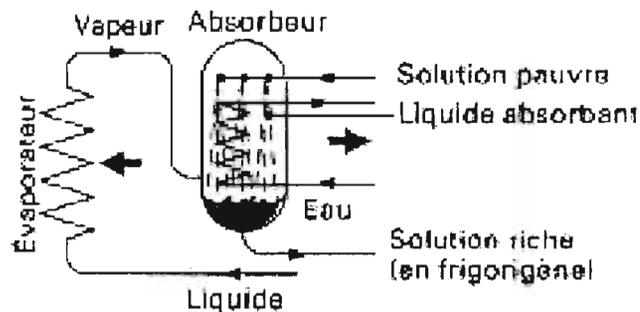


Figure 3: Système à absorption (moyennement rencontré)

□ Machine frigorifique à adsorption

La fixation de la vapeur de fluide frigorigène se fait ici sur la surface d'un solide : l'adsorbant, présentant une grande affinité pour le fluide frigorigène. L'adsorption de la vapeur s'accompagnant d'un fort dégagement de chaleur, l'adsorbeur, relié à l'évaporateur du système frigorifique, comporte donc un échangeur interne de refroidissement. La masse de fluide frigorigène adsorbé est limitée par la capacité d'adsorption de l'adsorbant. Contrairement aux autres systèmes qui permettent une production continue de froid, **les systèmes à adsorption ont un fonctionnement intermittent**. L'extraction du fluide frigorigène adsorbé se faisant par chauffage, les systèmes à adsorption entrent dans la catégorie des **systèmes au moins trithermes**. Il n'y a encore que très peu d'utilisations pratiques de ces systèmes.

On rencontre aussi, très rarement, des machines hybrides qui combinent deux, ou plus, de ces systèmes de base.

1.2. Cycles frigorifiques à compression mécanique

1.2.1 Classification des cycles frigorifiques à compression mécanique

On distingue les cycles à compression à un seul fluide frigorigène pur ou azéotropique de ceux à plusieurs fluides frigorigènes.

□ Cycles à compression à un seul fluide frigorigène pur ou azéotropique

❖ Cycle à compression monoétagée

On utilise un seul étage de **compression mécanique** pour la production de froid à températures pas trop basses (généralement supérieures à -20 ou -25°C).

De tels cycles sont extrêmement répandus.

❖ Cycle à compression polyétagée

— Cycle à compression biétagée

Lorsqu'il s'agit de produire du froid à températures plus basses (généralement comprises entre -25 et -45°C), les cycles à compression monoétagée présentent divers inconvénients. On fait alors appel aux cycles mettant en jeu deux étages de compression associés *en série*. Ces cycles à compression biétagée sont très courants.

— Cycle à plus de deux étages de compression

On utilise de tels cycles pour la production de froid à des températures encore plus basses (par exemple inférieures à -45 ou -50°C) et ne mettant en jeu qu'un seul fluide frigorigène. Ils sont beaucoup plus rares.

□ Cycles à compression à plusieurs fluides frigorigènes

❖ Cycles à plusieurs fluides frigorigènes purs séparés. Cycles en cascade

Le système qui met en œuvre ces cycles comprend plusieurs circuits frigorifiques séparés, à compression mono ou polyétagée, utilisant chacun des fluides frigorigènes différents. Ces circuits élémentaires sont disposés en série et fonctionnent à des températures différentes. Chacun d'entre eux communique thermiquement avec le circuit plus froid qui le précède et le circuit plus chaud qui le suit. La chaleur puisée à basse température est ainsi transférée, d'un circuit à l'autre, tandis que sa température s'élève. Elle est finalement rejetée dans les milieux naturels, air ou eau, par le dernier circuit (le

plus chaud). On peut ainsi produire du froid à des températures déjà fort basses (-90 , -120 , voire même -150°C).

Dans ces divers cycles, à la place d'un frigorigène pur, on peut faire appel à un fluide frigorigène mélange azéotropique qui se comporte comme un fluide pur. Rappelons qu'à pression constante un mélange azéotropique se vaporise ou se condense à température constante comme le fait un corps pur.

❖ Cycle à mélange de plusieurs fluides frigorigènes

Les fluides actifs de ces cycles sont des mélanges zéotropes, ou non azéotropiques, de deux (mélanges binaires) ou plus de deux constituants purs. Rappelons que durant la vaporisation ou condensation, à pression constante, d'un mélange zéotrope, la température varie. Avec ces mélanges, on peut mettre en œuvre :

- des **circuits à un seul étage de compression** ;
- des **circuits à plusieurs étages de compression**.

1.2.2 Cycle fondamental à compression monoétagée d'un fluide frigorigène pur

- Le **circuit fondamental** à compression monoétagée est présenté ci dessous.

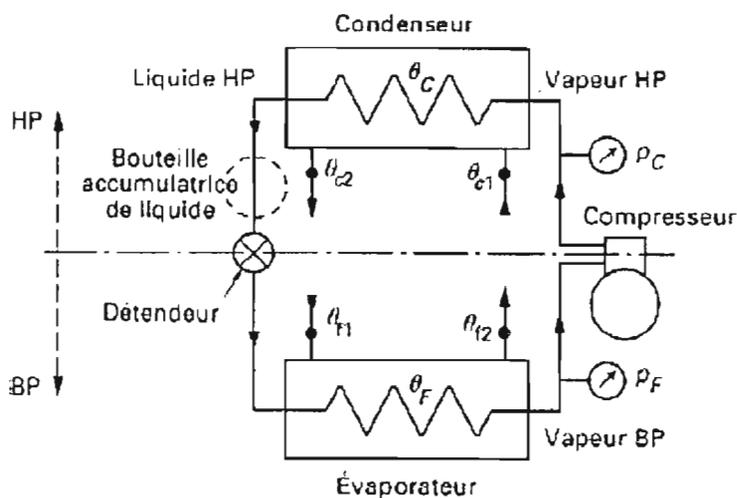


Figure 1.4 : Schéma du circuit fondamental à compression monoétagée

La machine à un étage de compression, très simple et très symétrique, comprend les éléments suivants :

- ❖ L'**évaporateur** vaporise le fluide frigorigène en prélevant de la chaleur au frigoporteur qui se refroidit de θ_{f1} à θ_{f2} . La vapeur sortant de cet évaporateur est saturée. L'évaporation s'effectue à la température de vaporisation θ_F , correspondant à la pression d'évaporation p_F . On a :

$$\theta_F < \theta_{f2} < \theta_{f1}$$

- ❖ Le **compresseur** aspire, sous la pression p_F , la vapeur de fluide frigorigène issue de l'évaporateur et la comprime jusqu'à la pression p_C pour la rejeter dans le condenseur.

- ❖ Le **condenseur** condense le fluide frigorigène en cédant la chaleur au caloporteur qui s'échauffe de θ_{c1} à θ_{c2} . Le liquide frigorigène quittant cet échangeur est saturant. La condensation s'effectue à la température de condensation θ_C correspondant à la pression de condensation p_C . On a :

$$\theta_C > \theta_{c2} > \theta_{c1}$$

- ❖ Le **régleur** (ou **détendeur**) alimente en fluide frigorigène l'évaporateur sans excès ni défaut. Le fluide frigorigène y subit la détente de p_C à p_F .

□ Dans la **réalité technique**, on dispose en général une **bouteille accumulatrice de liquide** à la sortie du condenseur. Cette bouteille joue le rôle d'un volant qui permet d'alimenter le détendeur toujours en phase liquide malgré les fluctuations des volumes de liquide frigorigène retenus, à un moment donné, dans les échangeurs.

Les différents points caractéristiques de l'état du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique sont portés sur la figure **1.5.a**. Le cycle frigorifique monoétagé est tracé sur le diagramme entropique (figure **1.5.b**) et sur le diagramme thermodynamique, plus fréquemment utilisé par les frigoristes (figure **1.5.c**).

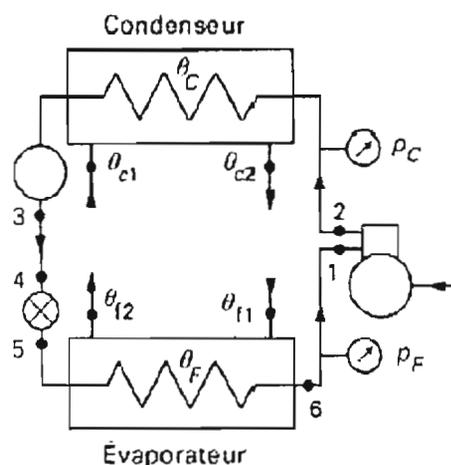


Figure 1.5.a : schéma du circuit avec les points caractéristiques

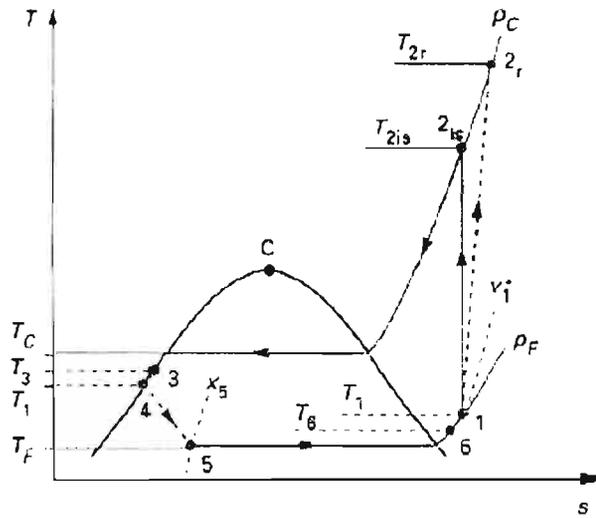


Figure 1.5.b cycle frigorifique dans le diagramme entropique

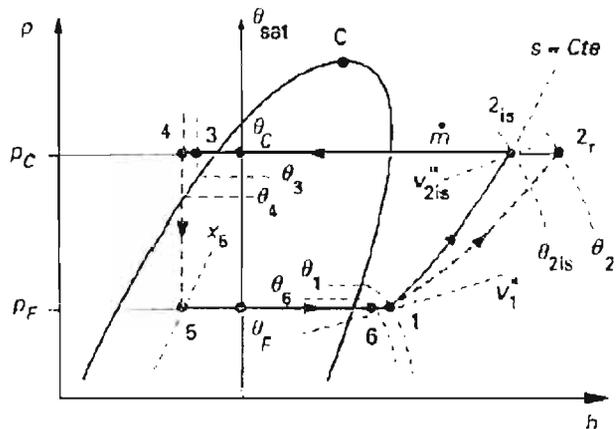


figure 1.5.c cycle frigorifique dans le diagramme enthalpique

Les diverses transformations qui jalonnent le cycle frigorifique à compression appellent les commentaires suivants (on suppose que les pertes de charge dans le circuit sont nulles).

✓ Entre les points 1 et 2, la **vapeur de fluide frigorigène est comprimée** de p_F à p_C . Si le **compresseur était parfait** et son fonctionnement isentropique, c'est-à-dire *adiabatique* (sans échange de chaleur avec l'extérieur) et *réversible* (sans intervention de phénomènes dissipatifs d'exergie), la transformation suivrait l'isentrope $s = Cte$; on atteindrait ainsi le point 2_{is} . Dans un **compresseur réel**, on atteint un point final différent, 2_r ,

généralement situé à droite du point 2is. L'entropie est plus grande, l'enthalpie plus importante et la température plus élevée.

✓ Entre les points 2 et 3, la **vapeur de fluide frigorigène est désurchauffée** de θ_2 à θ_C , puis condensée à la température constante θ_C , enfin le liquide formé est sous-refroidi de θ_C à θ_3 .

✓ Entre les points 3 et 4, le **liquide frigorigène se déplace** dans la conduite de liquide ; sa température continue, généralement, à s'abaisser, de θ_3 à θ_4 ; son sous-refroidissement augmente.

✓ Entre les points 4 et 5, le **liquide frigorigène se détend** dans le régleur de p_C à p_F en n'échangeant, avec le milieu extérieur, ni énergie mécanique (le détendeur est un robinet et non un moteur) ni chaleur (sa surface d'échange thermique est négligeable). L'enthalpie du fluide frigorigène reste constante, la **détente est isenthalpique**. Le liquide devant nécessairement se refroidir de θ_4 à θ_F , une partie de sa masse se vaporise. Après la détente, le titre en vapeur du mélange liquide-vapeur est x_5 .

✓ Entre les points 5 et 6, le **fluide frigorigène se vaporise**, sous la pression p_F , à la température θ_F , en produisant le froid utile dans l'évaporateur. La vapeur se surchauffe ensuite légèrement de θ_F à θ_6 , toujours sous la pression constante p_F .

✓ Entre les points 6 et 1, le **fluide frigorigène se réchauffe**, dans la conduite d'aspiration, de θ_6 à θ_1 , toujours sous la pression p_F .

Ce tracé du cycle permet une visualisation complète de l'évolution du fluide frigorigène et facilite la compréhension des phénomènes.

1.2.3 Rendements du compresseur

Comparons le fonctionnement d'un compresseur réel et celui du compresseur parfait isentropique afin d'en déduire les définitions des divers *rendements* caractérisant le fonctionnement du compresseur réel. Raisonnons en nous appuyant sur le fonctionnement du compresseur à pistons alternatifs (le plus répandu qui soit). Les rendements que nous allons définir s'appliqueraient également aux autres types de compresseurs volumétriques (machines largement majoritaires dans nos techniques).

1.2.3.1 Fonctionnement du compresseur parfait, sans espace mort

Considérons un compresseur parfait sans espace mort, c'est-à-dire sans aucun volume gazeux résiduel subsistant lorsque le piston est au fond du cylindre, position que l'on dénomme habituellement **point mort haut** PMH.

Lors de son déplacement du point mort haut PMH vers le point mort bas PMB, le piston balaye un volume

$$V_0 = (\pi D^2/4) \times C \quad (1.13)$$

où D est le diamètre du cylindre et C la course du piston.

Si l'on admet que, durant ce mouvement, d'une part, le clapet d'aspiration s_a ne crée aucune chute de pression (ce qui implique également l'absence de viscosité du fluide) et, d'autre part, il n'y a aucun échange thermique entre le compresseur et le fluide entrant, la vapeur est aspirée sous la pression constante p_F et à la température θ_1 dans la conduite d'aspiration. Le volume massique de cette vapeur est alors v''_1 et la masse aspirée par le compresseur théorique est, dans ces conditions :

$$m_{th} = V_0 / v''_1 \quad (1.14)$$

Pendant la remontée du piston du PMB vers le PMH le clapet d'aspiration est fermé et celui de refoulement n'est pas encore ouvert puisque la pression dans le cylindre est inférieure à la pression de condensation. Comme on suppose que le fonctionnement du compresseur est isentropique, la compression est adiabatique et la température du fluide s'élève de θ_1 à $\theta_{2(is)}$.

Tout juste avant le PMH, au moment où la pression dans le cylindre est égale à la pression de condensation, le clapet de refoulement s'ouvre. Le fluide est ainsi refoulé dans la conduite de refoulement, sous la pression constante p_C et à la température constante $\theta_{2(is)}$. Son volume massique est, dans ces conditions, $v''_{2(is)}$. Comme on admet qu'il n'y a ni chute de pression dans le clapet de refoulement, ni échange thermique vapeur-compresseur (ce dernier étant supposé parfait) et qu'il n'y a pas de fuite interne, le volume refoulé est alors :

$$V_2 = m_{th} \times v''_{2(is)} \quad (1.15)$$

1.2.3.2 Fonctionnement du compresseur réel, avec espace mort

Considérons un compresseur réel de mêmes caractéristiques géométriques (diamètre D , course C) que le compresseur parfait examiné précédemment. Mais, contrairement au précédent, il présente, au point mort haut, un jeu qui évite au piston de venir heurter le fond du cylindre. Le volume correspondant à ce jeu, auquel s'ajoutent les volumes qu'entraîne la présence des clapets d'aspiration s'_a et de refoulement s'_r , constitue l'espace mort, volume résiduel qu'occupe, lorsque le piston est au point mort haut, la vapeur sous la pression de refoulement p_C . Soit ϵ ce volume mort.

Suivons le cycle de ce compresseur réel :

Le piston commençant à se déplacer vers le point mort bas, Le gaz contenu dans l'espace mort se détend de p_C à p_F . Toutefois le clapet d'aspiration ne

s'ouvre pas encore. Il faut en effet vaincre son inertie et l'effort du ressort de rappel du clapet. La pression dans le cylindre s'abaisse donc en-dessous de p_F jusqu'à ce que l'on obtienne dans le cylindre une dépression suffisante qui aide l'ouverture du clapet. La présence de l'espace mort et l'inertie du clapet se traduisent donc par un retard à l'ouverture du clapet d'aspiration du compresseur réel.

Durant la fraction x restante de la course du piston, la vapeur pénètre dans le cylindre. En raison de sa viscosité qui n'est pas nulle, la circulation de cette vapeur au travers de l'orifice du clapet d'aspiration s'_a s'accompagne d'une chute de pression instantanée δp_a , variable d'ailleurs avec la position du piston. Contrairement à ce qui se passait dans le compresseur parfait, la vapeur qui entre à θ_1 dans le compresseur s'y chauffe fortement. Elle commence à s'échauffer dans les cavités et les canaux internes qui l'amènent à l'entrée du clapet d'aspiration. Cet échauffement est particulièrement notable dans les compresseurs hermétiques puisque le refroidissement du moteur est assuré par les vapeurs aspirées.

A l'entrée du clapet d'aspiration s'_a du compresseur réel, on a donc un fluide à une température $\theta'_1 > \theta_1$. Cet échauffement augmente encore durant l'admission de la vapeur dans le cylindre chaud. On a donc, à la fin de la course d'aspiration, au moment où se ferme le clapet d'aspiration, une vapeur dont la température moyenne est $\theta''_1 > \theta'_1 > \theta_1$.

En outre, dans les canaux internes du compresseur, la vapeur subit une chute de pression interne δp_i plus ou moins marquée. Le volume massique de cette vapeur à l'intérieur du cylindre v''_{1i} est donc, en raison de cet échauffement et, éventuellement, de la chute de pression interne :

$$v''_{1i} > v'_1$$

Finalement, la **masse effectivement aspirée par le compresseur réel** est :

$$m_r = x V_0 / v''_{1i} < m_{th} = V_0 / v''_1 \quad (1.16)$$

On appelle **rendement volumétrique** η_V le rapport :

$$\eta_V = m_r / m_{th} = m_r v''_1 / m_{th} v''_{1i} = V_r / V_{th} \quad (1.17)$$

avec

V_r volume effectivement aspiré par le compresseur réel dans la conduite d'aspiration, où règnent les conditions d'entrée p_F et θ_1 ,

V_{th} volume qu'aspirerait, dans les mêmes conditions, le compresseur parfait sans espace mort ; pour celui-ci on aurait $V_{th} = V_0$.

À partir du PMB, le piston revient vers le PMH et la compression commence. Contrairement à ce que nous avons supposé précédemment pour le compresseur parfait, la compression de la vapeur de fluide frigorigène n'est pas

adiabatique puisqu'il y a des échanges thermiques entre le cylindre et cette vapeur. Au début de la compression, le fluide reçoit, en général, de la chaleur du compresseur plus chaud que lui et la pression augmente plus vite que dans le cas de la compression adiabatique ; au contraire, vers la fin de la compression, le fluide cède de la chaleur au cylindre.

Comme le clapet d'aspiration, le clapet de refoulement s'_r nécessite, pour se soulever, que la pression dans le cylindre s'élève au-dessus de p_C . En fin de compression, au moment où s'ouvre le clapet de refoulement, la température de la vapeur rejetée est θ''_2 .

Après avoir quitté le cylindre, la vapeur refoulée se refroidit dans les canaux internes du compresseur et la partie refoulement de la culasse. La température θ''_2 à la sortie du clapet de refoulement peut ainsi être beaucoup plus élevée que la température θ_{2r} existant à la sortie du compresseur lui-même.

1.2.3.3 Rendements

Si nous appelons A_{th} et A_r respectivement les aires des diagrammes indicateurs du compresseur parfait et du compresseur réel, (dans ces diagrammes, l'aire d'un cycle est proportionnelle au travail mis en œuvre), nous aurons :

- le travail des forces de pression, dans le compresseur parfait isentropique, par unité de masse de fluide déplacé :

$$W_{p,u,(th)} = k A_{th} / m_{th} \quad (1.18)$$

- le travail, par unité de masse de fluide frigorigène déplacé, des forces de pression dans le compresseur réel :

$$W_{p,u,(r)} = k A_r / m_r \quad (1.19)$$

k coefficient de proportionnalité

➤ Le **rendement indiqué** η_i est par définition

$$\eta_i = W_{p,u,(th)} / W_{p,u,(r)} = A_{th} m_r / A_r m_{th} \Rightarrow \eta_i = (A_{th} / A_r) \eta_v \quad (1.20)$$

Mais il faut fournir à l'arbre du compresseur réel, par unité de masse de fluide déplacé, un **travail effectif** $W_{eff,u,(r)}$ supérieur au travail mis en œuvre par les seules forces de pression $W_{p,u,(r)}$ ou **travail indiqué** $W_{i,u,(r)}$ déduit de l'aire du diagramme indicateur. La machine consomme en effet un travail mécanique supplémentaire imposé par les frottements mécaniques internes, la pompe à huile, etc. :

$$W_{eff,u,(r)} > W_{p,u,(r)} = W_{i,u,(r)} \quad (1.21)$$

- On définit un **rendement mécanique** η_m tel que :

$$\eta_m = W_{p,u,(r)} / W_{eff,u,(r)} \quad (1.22)$$

- On appelle enfin **rendement effectif**, η_{eff} (ou **rendement global**) du compresseur réel, par rapport à la compression isentropique, le rapport :

$$\eta_{eff} \text{ (ou } \eta_g) = W_{p,u,(th)} / W_{eff,u,(r)} = \eta_t \times \eta_m \quad (1.23)$$

Chapitre 2 : BILAN FRIGORIFIQUE D'UNE CHAMBRE FROIDE

2.1 Généralités

La puissance de l'installation frigorifique résulte directement du calcul des charges thermiques qui doivent être ni sous-estimées sous peine de ne pouvoir atteindre la température de consigne prévue ni sur-estimées car la puissance prévue étant alors trop élevée, le coût d'investissement de l'installation s'en trouve inutilement grevé. Il est donc nécessaire de déterminer les charges au plus juste, c'est à dire d'effectuer un calcul sérieux sur la base d'éléments précis.

Les charges thermiques d'une chambre froide se répartissent en deux grandes catégories : les charges externes et les charges internes.

- **Les charges externes**

Elles comprennent

- les charges dues aux apports de chaleur par transmission à travers l'enveloppe de la chambre froide : parois verticales, plancher bas et plancher haut ;
- les charges dues au renouvellement d'air ;
- les charges dues à l'ouverture des portes ;

- **Les charges internes**

Elles se subdivisent en deux sous groupes :

- Les charges **dépendantes des produits entreposés** qui comprennent :
 - les charges dues aux produits entrants ;
 - les charges dues à la respiration des produits entreposés (fruit et légumes) ;
 - les charges dues à la chaleur dégagée par le moteur de chaque ventilateur d'évaporateur ;
 - les charges dues au dégagement de chaleur des résistances des évaporateurs mises sous tension en période de dégivrage.
- Les charges **indépendantes des produits entreposés** qui comprennent :
 - les charges dues à l'éclairage ;
 - les charges dues au personnel ;
 - les charges dues aux chariots élévateurs et transpalettes ;
 - les charges dues à la présence d'éventuelles autres machines.

2.2 Calcul des charges thermiques externes

2.2.1 Charges thermiques par transmission à travers les parois (Q_{tr})

On procède à ce calcul paroi par paroi, c'est à dire, d'abord les parois verticales puis le plancher haut (toiture) et enfin le plancher bas.

Les charges par transmission à travers les parois (aperditions) ont pour valeur :

$$Q_{tr} = K. A. \Delta\theta \quad \text{en } W \quad (2.1)$$

avec

K = coefficient de transmission thermique de la paroi en $W/m^2.K$

A = surface de la paroi considérée en m^2

$\Delta\theta$ = différence de température entre les deux cotés de la paroi considérée en Kelvin (K)

En ce qui concerne plus précisément le coefficient de transmission thermique K on a :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum_{j=1}^n \frac{e_n}{\lambda_n} + \frac{1}{h_o}} \quad (2.2)$$

Les parois des chambres froides sont bien entendu toujours très bien isolées thermiquement si bien que, par souci de simplification, on ne tient souvent compte dans les calculs que de la résistance thermique de l'isolant e/λ .

Le coefficient de transmission thermique K devient alors :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e_{isol}}{\lambda_{isol}} + \frac{1}{h_o}} \quad \text{en } W/m^2.K \quad (2.3)$$

Lorsque l'on veut effectuer un calcul précis dans le cas des chambres froides dont certaines parois sont fortement ensoleillées, on majore l'écart de température $\Delta\theta$ donnant la charge thermique par transmission de la valeur de $\Delta\theta'$ donnée dans le tableau **2-1**. On a alors :

$$Q_{tr} = K. A. (\Delta\theta + \Delta\theta') \quad \text{en } W \quad (2.4)$$

2.2.2 Charge thermique par renouvellement d'air (Q_{re})

Dans de nombreuses chambres froides, il est prévu de renouveler plus ou moins l'air ambiant, c'est à dire de remplacer une partie de l'air de la chambre froide par l'air extérieur dont la température est pour une partie de l'année supérieure à celle de l'air de la chambre froide. La quantité d'air neuf admise doit être refroidie de la température extérieure à la température de la chambre froide et constitue donc une charge thermique.

La charge thermique par renouvellement d'air a pour expression :

$$Q_{re} = m_{ae} \Delta h \quad \text{en kW (kJ/s)} \quad (2.5)$$

avec

m_{ae} = débit massique d'air extérieur admis

$\Delta h = h_{ae} - h_{aa}$ = différence d'enthalpie entre l'air extérieur et l'air ambiant de la chambre froide en kJ/kg.

$$m_{ae} = (V_{ae} \cdot \rho_{aa}) / 86400 \quad \text{en kg/s} \quad (2.6)$$

V_{ae} = débit volumique d'air extérieur en m^3/d ($d=jour$)

ρ_{aa} = masse volumique de l'air de la chambre en kg/m^3

$$\rho_{aa} = \rho_o / (1 + \theta / 273) \quad (2.7)$$

ρ_o étant prise égale à $1,293 \text{ kg/m}^3$ et θ étant la température de l'ambiance exprimée en °C.

86400 = nombre de seconde dans une journée

Enfin, pour le débit volumique d'air extérieur (renouvellement d'air), on a :

$$V_{ae} = V_{cf} \cdot n \quad \text{en } m^3/d \quad (2.8)$$

avec

V_{cf} = volume de la chambre froide en m^3

n = taux de renouvellement d'air journalier = $\frac{70}{\sqrt{V_{cf}}}$ en d^{-1}

2.2.3 Charge thermique par ouverture des portes (Q_{op})

Dans le cas de petites chambres froides commerciales ne comportant qu'une seule porte, on se contente du calcul de la charge par renouvellement d'air tandis que dans le cas d'une chambre froide d'assez grand volume comportant plusieurs portes, il est recommandé d'effectuer également le calcul de la charge par ouverture des portes. Dans l'hypothèse où la chambre comporte plusieurs portes, on suppose presque toujours qu'il n'y a que très rarement ouverture simultanée de plusieurs portes et c'est pourquoi le calcul n'est effectué que pour une seule porte.

La charge thermique par ouverture des portes est donnée par la formule :

$$Q_{op} = \left[8.0 + (0.067 \Delta\theta_p) \right] \tau_p \cdot \rho_{aa} \cdot l_p \cdot h_p \cdot \left[h_p \left(1 - \frac{\rho_{ae}}{\rho_{aa}} \right) \right]^{1/2} \cdot (h_{ae} - h_{aa}) \cdot c_{ra} \quad (2.9)$$

avec

$\Delta\theta_p = \theta_e - \theta_a$ en Kelvin = écart de température de l'air entre les deux cotés de la porte (θ_a = température ambiante dans la chambre froide et θ_e température à l'extérieur) ;

τ_p = temps d'ouverture des portes exprimé en *min/h* ;

ρ_{aa} = masse volumique de l'air ambiant dans la chambre froide en *kg/m³* ;

l_p = largeur d'une porte en *m*

h_p = hauteur d'une porte en *m*

ρ_{ae} = masse volumique de l'air du coté de la porte autre que la chambre froide en *kg/m³* ;

Nous avons indiqué au précédent paragraphe comment la déterminer.

h_{ae} = enthalpie de l'air du coté de la porte autre que la chambre froide en *kJ/kg*. Elle est donnée dans les tables ou lue sur le diagramme de l'air humide ou encore calculée par des formules déjà établies ;

h_{aa} = enthalpie de l'air ambiant dans la chambre froide en *kJ/kg*. Elle est donnée dans les tables ou lue sur le diagramme de l'air humide ou encore calculée par des formules déjà établies ;

c_{ra} = coefficient de minoration dû à la présence éventuelle d'un rideau d'air. Dans le cas d'une porte sans rideau, on prend $c_{ra} = 1$ tandis que dans le cas d'une porte avec rideau, on prend $c_{ra} = 0.25$

Calcul du temps d'ouverture des portes d'une chambre froide τ_p

Il consiste dans un premier temps à déterminer le *tonnage entreposable* dans la chambre froide considérée puis, partant de cette valeur, à estimer le flux horaire maximal de marchandises entrant ou sortant (stockage/déstockage). Connaissant par expérience le temps moyen pendant lequel la porte d'une chambre froide reste ouverte pour permettre le transit de **1** tonne d'un type de marchandise donné, il est alors possible de calculer pendant combien de temps elle restera ouverte pour permettre le passage de la masse de marchandises considérée.

Le *temps moyen* pendant lequel la porte d'une chambre froide reste ouverte pour permettre le transit de **1** tonne d'un type de marchandise donné comprend le temps nécessaire au passage à l'aller (à plein ou à vide) et le temps nécessaire au passage au retour (à vide ou à plein).

On a :

$$\tau_p = d_t \cdot f_j / 24 \quad \text{en} \quad \text{min/h} \quad (2.10)$$

avec

d_t = durée moyenne d'ouverture des portes (aller et retour) pour permettre le passage des marchandises en minute par tonne (min/t) (tableau 2-12)

f_j = flux journalier de marchandises en tonne par jour (t/d)

Le flux journalier f_j de marchandises pouvant transiter par la ou les portes d'une chambre froide est déterminé par expérience sur la base de la contenance totale de la chambre froide en kg .

La contenance totale d'une chambre froide peut être calculée d'après la formule :

$$C = A \cdot h \cdot d_e \cdot \eta_o \quad \text{en } kg \quad (2.11)$$

avec

A = surface de la chambre froide en m^2 ;

h = hauteur maximale de gerbage en m ;

d_e = densité d'entreposage en kg/m^3 (tableau 2-13 et 2-14) ;

η_o = coefficient d'occupation au sol des marchandises (tenant compte des passages, des espacements à respecter entre les caisses, palettes, etc.) en % (tableau 2-15)

2.3 Calcul des charges thermiques internes

2.3.1 Charges thermiques internes indépendantes des denrées entreposées

2.3.1.1 Charge thermique due à l'éclairage (Q_{ec})

Dans des chambres froides classiques, les luminaires prévus doivent pouvoir résister au froid et à l'humidité, être protégés des contacts avec tous objets et être insensibles aux effets de la poussière. L'éclairage normal habituellement prévu oscille entre 60 et 100 lx ce qui fait que le projecteur peut partir dans ses calculs sur la base d'une charge thermique d'environ 6 W/m^2 .

Plus généralement, la charge thermique due à l'éclairage se calcule d'après la formule :

$$Q_{ec} = i \cdot P \cdot \tau / 24 \quad \text{en } W \quad (2.12)$$

avec

i = nombre de luminaires ;

P = puissance de chaque luminaire en W (y compris la puissance du stater dans le cas de lampes à cathode chaude) ;

τ = durée de fonctionnement des luminaires en h/d (en règle générale $8h/d$) ;

24 = nombre d'heures dans la journée.

2.3.1.2 Charge thermique due aux personnes (Q_{pe})

La charge thermique due aux personnes se calcule d'après la formule :

$$Q_{pe} = i \cdot q_p \cdot \tau / 24 \quad \text{en } W \quad (2.13)$$

avec

i = nombre de personne opérant dans la chambre froide ;

q_p = quantité de chaleur dégagée par unité de temps par personne en activité moyenne dans une chambre froide en W (tableau 2-16 ci dessous)

τ = durée de présence de chaque personne dans la chambre froide en h/d (on prend en général $8 h/d$) ;

24 = nombre d'heures dans la journée.

Tableau 2-16 : Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité moyenne dans une chambre froide

Température de la chambre froide °C	Puissance dégagée par une personne q_p W
(20)	(180)
(15)	(200)
10	210
5	240
0	270
-5	300
-10	330
-15	360
-20	390
-25	420

On remarquera que dans la plupart des cas, la valeur de τ due à l'éclairage est la même que celle de τ due au personnel.

2.3.1.3 Charge thermique due aux matériel roulant (Q_{mr})

Ce matériel roulant est le plus souvent constitué de chariots élévateurs et transpalettes. On a :

$$Q_{mr} = i \cdot P \cdot \tau / 24 \quad \text{en } W \quad (2.14)$$

avec

i = nombre de matériels roulants d'un type donné ;

P = puissance totale de chaque type de matériel roulant en W , c'est à dire somme de la puissance de la partie motrice et de la puissance de la partie élévatrice ;

τ = durée de fonctionnement du matériel roulant pris en compte en h/d ;

24 = nombre d'heures dans la journée.

2.3.1.4 Charge thermique due à des machines diverses (Q_{md})

Ces machines peuvent être très diversifiées : étuves, cutters, hachoirs etc. On a :

$$Q_{md} = i.P. \tau / 24 \quad \text{en } W \quad (2.15)$$

avec

i = nombre de machines d'un type donné ;

P = puissance de chaque type de machine en W ;

τ = durée de fonctionnement de chaque type de machine en h/d ;

24 = nombre d'heures dans la journée.

2.3.2 Charges thermiques internes dépendantes des denrées entreposées

2.3.2.1 Charge thermique due aux denrées entrantes (Q_{de})

Cette charge résulte du fait que les produits introduits dans la chambre froide se trouvent presque toujours à une température supérieure à celle de la chambre et qu'ils dégagent donc une certaine quantité de chaleur aussi longtemps que leur température n'est pas tombée à la température d'entreposage.

La charge due aux produits entrants pour abaisser leur température jusqu'à celle d'entreposage est donnée par la formule :

$$Q_{de} = \frac{m.c_1(\theta_1 - \theta_2) + m.L + m.c_2(\theta_2 - \theta_3)}{86400} \quad \text{en } kW \quad (2.16)$$

avec

m = masse de denrées introduite chaque jour en kg/d ;

c_1 = capacité thermique massique moyenne entre θ_1 et θ_2 de chaque type de denrée introduite, en $kJ/kg.K$;

θ_1 = température initiale de la denrée introduite en $^{\circ}C$;

θ_2 = température de congélation de la denrée introduite en $^{\circ}C$;

L = chaleur latente de congélation de la denrée introduite en kJ/kg

c_2 = capacité thermique massique moyenne entre θ_2 et θ_3 de chaque type de denrée introduite, en $kJ/kg.K$;

θ_3 = température d'entreposage des denrées en $^{\circ}C$;

86400 = nombre de secondes dans la journée, en s/d .

La capacité thermique massique moyenne c_1 est donc celle des denrées au dessus de leur point de congélation tandis que la capacité thermique moyenne c_2 est celle des denrées en dessous de leur point de congélation.

Au lieu d'effectuer le calcul par type de denrée lorsque les denrées introduites sont différentes, on peut calculer, tant pour les denrées avant congélation que pour les denrées après congélation, une capacité thermique massique moyenne c_m telle que :

$$C_m = \frac{m_1 \cdot c_1 + m_2 \cdot c_2 + \dots + m_n \cdot c_n}{m_1 + m_2 + \dots + m_n} \quad (2.17)$$

Lorsque les denrées introduites sont entreposées dans une chambre froide assurant seulement la réfrigération des produits et non leur congélation, la charge due aux produits entrants se simplifie et l'on a en définitive :

$$Q_{de} = \frac{m \cdot c_1 (\theta_1 - \theta_2)}{86400} \quad (2.18)$$

Il est donné en annexe **A**, aux tableaux 2-17, 2-18, 2-19, 2-20 et 2-21, un certain nombre de renseignements sur les températures de transfert de différentes denrées et produits ainsi que sur leurs points de congélation, chaleurs latentes de congélation, capacités thermiques massiques avant et après congélation et enfin chaleur de respiration et nombre et durée de période de dégivrage.

2.3.2.2 Charge thermique due à la respiration des denrées (Q_{resp})

Les produits végétaux entreposés dégagent de la chaleur du fait de leur respiration, de même que les fromages du fait de leur fermentation. En présence de tels produits, il faut donc tenir compte également de la charge correspondante qui a pour valeur :

$$Q_{resp} = m \cdot q_{resp} / 86400 \quad \text{en kW} \quad (2.19)$$

avec

m = masse de marchandises considérée en kg;

q_{resp} = chaleur de respiration de la marchandise considérée en kJ/kg.d ;

86400 = nombre de secondes par jour.

soit encore :

$$Q_{resp} = m \cdot q_{resp} / 3600 \quad \text{en W} \quad (2.20)$$

avec q_{resp} en $\text{kJ/tonne} \cdot \text{heure}$ (kJ/t.h) (tableau 2-20)

2.3.2.3 Puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur ($Q_{0,int}$)

Arrivé à ce stade du calcul, il est nécessaire de déterminer la puissance frigorifique intermédiaire $Q_{0,int}$ que le ou les évaporateurs devront assurer afin de couvrir la charge thermique intermédiaire Q_{int} somme des différents charges unitaires précédemment calculées. Cette puissance frigorifique intermédiaire nous sera ensuite utile pour déterminer, ainsi que nous le verrons au prochain paragraphe, la puissance frigorifique prévisionnelle $Q_{0,prév}$.

La charge thermique intermédiaire est :

$$Q_{int} = Q_{tr} + Q_{re} + Q_{op} + Q_{ec} + Q_{pe} + Q_{mr} + Q_{md} + Q_{de} + Q_{resp} \quad \text{en } W \quad (2.21)$$

Si l'on désigne par τ_{inst} la durée de fonctionnement de l'installation frigorifique en h/d, la puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur est alors :

$$Q_{0,int} = \frac{Q_{int} * 24}{\tau_{inst}} \quad \text{en } W \quad (2.22)$$

2.3.2.4 Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs (Q_{vent})

Dans les chambres froides modernes, on utilise toujours des évaporateurs équipés d'un ou de plusieurs ventilateurs ce qui permet d'assurer un brassage et une circulation efficaces de l'air. Chaque ventilateur est entraîné par un moteur électrique qui dégage de la chaleur qui s'ajoute à la chaleur dégagée par les différentes autres sources. La charge due aux moteurs est alors donnée par la formule :

$$Q_{vent} = \frac{n \cdot P \cdot \tau_{\text{évap}}}{\tau_{inst}} \quad (2.23)$$

avec

n = nombre de moteurs de ventilateurs ;

P = puissance du ventilateur considéré ;

$\tau_{\text{évap}}$ = durée de fonctionnement des ventilateurs en h/d ;

τ_{inst} = durée de marche de l'installation frigorifique en h/d (en général 18 h/d pour les chambres froides de produit congelés et 16 h/d dans les autres cas).

Ce calcul nécessite donc de connaître le nombre et le type d'évaporateurs prévus (nombre de ventilateurs, donc de moteurs d'une certaine puissance par évaporateur). Or, ces informations ne seront normalement connues qu'une fois le bilan frigorifique établi. C'est pourquoi l'on procède dans un premier temps à la détermination provisoire du nombre et du type d'évaporateurs à prévoir, cette détermination faisant l'objet d'une vérification ultérieure, une fois la charge thermique totale effective connue. Cette détermination provisoire tient également compte de la charge thermique résultant du dégivrage, charge dont le calcul fait l'objet du prochain paragraphe.

La détermination provisoire du nombre et du type d'évaporateurs à prévoir se fait à partir du calcul provisoire de la puissance frigorifique prévisionnelle

$Q_{0,prév}$ laquelle s'obtient en ajoutant 20% à la puissance frigorifique intermédiaire $Q_{0,int}$ calculée précédemment. On a donc :

$$Q_{0,prév} = 1,2 Q_{0,int} \quad \text{en } W \quad (2.24)$$

2.3.2.5 Charge thermique due aux résistances de dégivrage ($Q_{dég}$)

Il existe différents système de dégivrage d'un évaporateur mais il s'agit souvent de résistances électriques ; La charge due aux résistances électriques est alors :

$$Q_{dég} = \frac{n \cdot P \cdot \tau_{dég}}{\tau_{inst}} \quad \text{en } W \quad (2.25)$$

avec

n = nombre de résistances électrique ;

P = puissance calorifique de chaque résistance d'un type donné en W

$\tau_{dég}$ = durée journalière de dégivrage en h/d (tableau 2-21)

τ_{inst} = durée de marche de l'installation frigorifique en h/d (en général 18 h/d pour les chambres froides de produit congelés et 16 h/d dans les autres cas).

2.3.2.6 Contrôle de la puissance frigorifique effective $Q_{0,eff}$ de l'évaporateur

Nous avons trouvé précédemment une puissance frigorifique intermédiaire $Q_{0,int}$. Si l'on ajoute à cette valeur :

- ✓ La charge due au moteur du ventilateur de l'évaporateur calculée Q_{vent} ,
- ✓ Ainsi que la charge due à la résistance de dégivrage calculée au précédent paragraphe $Q_{dég}$.

On obtient alors la puissance effective de l'évaporateur à savoir :

$$Q_{0,eff} = Q_{0,int} + Q_{vent} + Q_{dég}$$

(les tableaux relatifs à ce chapitre sont donnés à l'annexe A)

Chapitre 3 : TECHNOLOGIE DES MATERIELS FRIGORIFIQUES

3.1 COMPRESSEURS ET MOTOCOMPRESSEURS

La façon dont le fluide frigorigène est comprimé dans le compresseur permet de classer ceux-ci en deux grandes catégories.

- a)- Les compresseurs volumétriques dans lesquels le fluide est comprimé par la variation de volume d'une capacité dans laquelle il a été préalablement aspiré.
- b)- Les compresseurs centrifuges dans lesquels la compression du fluide est due aux effets de la force centrifuge.

Dans les compresseurs volumétriques la compression peut être réalisée :

- Par un (ou plusieurs) pistons se déplaçant dans une capacité de volume donné, ce sont des compresseurs alternatifs ;
- Par déplacement à l'intérieur d'un corps cylindrique creux (stator) d'une masse excentrée (rotor) agissant sur une palette mobile, ce sont les compresseurs rotatifs ;
- Par la rotation d'une spirale mobile dans une spirale fixe, ce sont les compresseurs à spirale (spiro compresseur).

3.1.1 Compresseurs alternatifs

Les compresseurs à piston, de la famille des compresseurs volumétriques alternatifs, peuvent être réalisés selon trois technologies différentes :

- **compresseurs ouverts (O)**, couplables à des moteurs séparés électriques ou thermiques, pouvant véhiculer n'importe quel fluide frigorigène et généralement utilisés pour les moyennes et fortes puissances ;
- **compresseurs hermétiques accessibles (HA) (ou semi-hermétiques)**, directement couplés à un moteur électrique, enfermés dans un carter commun démontable, ne pouvant véhiculer que des fluides frigorigènes halogénés et utilisés pour des moyennes puissances ;
- **compresseurs hermétiques non accessibles (H)**, semblables aux précédents mais enclos dans une enceinte étanche non démontable, ne pouvant véhiculer que des fluides frigorigènes halogénés et utilisés pour des petites et moyennes puissances.

3.1.1.1 Fonction compression (*traitement des gaz*)

Les compresseurs frigorifiques ne se différencient pas des compresseurs de gaz en général :

- les compresseurs sont généralement à simple effet ;
- la compression est toujours polytropique ;
- le refroidissement des cylindres est le plus souvent assuré par les gaz aspirés qui en contrepartie s'échauffent à l'aspiration ;
- le refroidissement des gaz lors de la compression peut s'opérer par injection de fluide frigorigène (humidification) ;

— la compression en deux étages se fait avantageusement lorsque le rapport de compression dépasse 7 ou que la température finale des gaz refoulés dépasse 125 à 135°C ; cela nécessite un système de refroidissement entre étages.

✓ **Cylindre**

Il peut être usiné directement dans la fonderie du carter puis subir un glaçage de haute précision, ou bien être constitué par une chemise amovible elle-même en fonte extrafine centrifugée, usinée et glacée. À sa partie supérieure, cette chemise comporte un collet dont la face inférieure s'applique sur le carter et la face supérieure reçoit les clapets d'aspiration.

Le diamètre interne définit l'alésage D , exprimé en millimètres.

Le cylindre est surmonté par les clapets et fermé par un chapeau ou culasse qui peut être commun à plusieurs cylindres.

✓ **Piston**

Il est en alliage d'aluminium avec un usinage particulier de la tête qui lui permet d'épouser au mieux la partie inférieure des clapets de refoulement afin de réduire l'espace mort ; il comporte deux ou trois segments en fonte chromée et un segment racleur d'huile.

✓ **Clapets**

Comme pour la plupart des compresseurs de gaz, ils sont automatiques, à disques annulaires concentriques ; les lumières de passage sont calculées sur la base des vitesses suivantes :

30 à 40 m/s pour les fluides frigorigènes halogénés à masse moléculaire élevée (environ 120) et à célérité du son basse (environ 130 m/s) ;

50 à 60 m/s pour l'ammoniac à faible masse moléculaire (17) et à célérité du son élevée (400 m/s).

3.1.1.2 Fonction mécanique

Les compresseurs frigorifiques modernes se différencient peu d'un constructeur à l'autre si ce n'est par quelques détails technologiques ; ils ont tous en commun quelques éléments fondamentaux qui les caractérisent par rapport aux compresseurs de gaz.

✓ **Carter**

Il est généralement en fonte à grains fins, étanche aux fluides frigorigènes, et coulé d'une seule pièce avec tous les orifices destinés à recevoir les chemises, les supports de paliers et les portes de visite.

Le carter comporte deux espaces délimités par un *voile* (paroi) venu de fonderie :

— la partie supérieure renferme les chemises et constitue la chambre d'aspiration ;

— la partie inférieure reçoit le vilebrequin et constitue le réservoir d'huile.
Les deux espaces communiquent entre eux par des orifices d'équilibrage de telle sorte que la partie basse du carter soit soumise à la pression d'aspiration.

L'accessibilité au mécanisme est facilitée par des portes de visite démontables et différents bossages permettent de raccorder les manomètres de contrôle et les organes de sécurité.

✓ Vilebrequin et bielles

Le vilebrequin ou arbre et les bielles se différencient peu de ceux utilisés dans les compresseurs à gaz; on note cependant les points suivants :

- l'arbre est en acier matricé ou, de plus en plus, en fonte nodulaire
- l'arbre tourne sur des paliers lisses garnis de coussinets antifriction (alliage à base d'étain ou de plomb sur un support métallique mince) remplaçables ou des paliers à billes ou à rouleaux ou une combinaison des deux ;
- les portées pour paliers lisses sont usinées et traitées thermiquement;
- lorsque le nombre de cylindres dépasse 8, il est généralement prévu un palier intermédiaire ;
- l'arbre est foré de canaux destinés à la circulation de l'huile ;
- les bielles, matricées en alliage d'aluminium, comportent en tête des coussinets antifriction amovibles et reçoivent en pied une bague en bronze ;
- dans certains cas, les bielles ne comportent ni coussinet ni bague et, lorsque les cotes d'usure définies par le constructeur sont atteintes, la bielle complète est alors changée ; elles sont parfois forées pour assurer la circulation de l'huile de la tête vers le pied ; pour les compresseurs ouverts, l'arbre sort à l'air libre.

✓ Graissage

Son but est d'assurer le graissage des parties tournantes : paliers principaux, têtes de bielle, pieds de bielle, cylindres avec en plus leur refroidissement et l'étanchéité aux gaz, ainsi que le graissage de la garniture mécanique.

Le circuit de graissage comporte en général les éléments suivants

- Un *filtre d'aspiration* immergé dans le carter d'huile.
- Une *pompe à huile* entraînée par le vilebrequin
- Un *refroidissement d'huile*
- Un *ultrafiltre en sortie d'échangeur* : l'huile est débarrassée de ses impuretés (*débris métalliques ou de carbone*) dans un filtre à mailles très fines ($20 \mu\text{m}$ en général) ;
- Un *régulateur de pression* : la pression générale du circuit de graissage est réglée à **2 ou 3 bar au-dessus de la pression d'aspiration** au moyen d'une soupape tarée réglable de l'extérieur de la machine .
- Une *distribution* : généralement, l'huile refroidie et propre circule dans le canal foré du vilebrequin d'où elle est distribuée vers les différents points indiqués plus haut : paliers, coussinets, garniture mécanique, etc. Elle peut servir également de fluide moteur hydraulique pour la commande des variateurs de puissance.

L'huile retourne au carter par les points suivants :

- fuites internes des paliers et des manetons ;
- fuite permanente de la garniture mécanique ;
- raclage des parois internes des cylindres ;
- chambres d'aspiration ;
- décharge de la soupape du régulateur ;
- retour du séparateur d'huile.

❖ Caractéristiques des huiles

Les huiles minérales dérivant du pétrole par distillation doivent présenter les qualités suivantes :

- 1) Bas point de figeage ($< -40^{\circ}\text{C}$)
- 2) Acidité minérale nulle ;
- 3) Teneur en eau ;
- 4) Non hygroscopique ;
- 5) Viscosité appréciable à haute température,
- 6) Teneur en paraffine nulle (*ou très faible*) ;
- 7) Point d'éclair supérieur à 140°C ,
- 8) Point de combustion : 200°C environ ;

Avec l'utilisation des fluides frigorigènes halogénés, il est souvent nécessaire de maintenir l'huile du carter à une certaine température à l'arrêt (50 à 60°C) pour éviter la dilution trop abondante du fluide frigorigène.

Ce réchauffage s'opère au moyen d'une résistance électrique blindée immergée dans l'huile et régulée par un thermostat ; en fonctionnement, la résistance n'est plus alimentée.

3.1.2 Compresseurs rotatifs

3.1.2.1 Hélicocompresseurs ou compresseurs à vis

3.1.2.1.a) Compresseur birotor (*double vis*)

➤ Fonction compression

Ces machines sont définies par un diamètre du rotor D et un rapport longueur/diamètre L/D . Les diamètres les plus courants vont de 100 à 300 mm environ, en règle générale, chaque constructeur dispose de deux rapports L/D dont un voisin de 1 et l'autre de $1,5$, ce qui permet de réaliser des séries de machines qui se déduisent les unes des autres par un rapport de volume engendré de $1,5$ environ.

On rappelle que le volume engendré par ce type de machine est donné par la relation :

$$q_v = AD^3(L/D) \times 60 \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

avec **A** coefficient fonction de chaque type de machine, des profils et de l'angle d'enroulement des lobes,

D et **L** diamètre et longueur du rotor,
N (*tr/min*) vitesse de rotation du rotor.

➤ **Fonction mécanique**

Les **carters** de ces machines sont en fonte étanche, les cylindres étant usinés directement dans le corps ; ce dernier est calculé pour une pression de service d'environ 25 bar et éprouvé.

Ils sont fermés aux extrémités par deux couvercles dont l'un supporte la garniture d'étanchéité (*compresseurs ouverts*) et l'autre la commande du tiroir de variation de puissance frigorifique.

Les **rotors** sont en acier forgé ou en fonte à graphite sphéroïdal coulés sous vide, usinés avec précision sur des machines-outils à fraises multiples ; dans la majorité des machines, le rotor mâle entraîne le rotor femelle, mais les nouveaux profils permettent désormais d'entraîner le rotor mâle par le rotor femelle ce qui permet d'accroître leur vitesse et par suite le volume engendré par la machine.

Guidage: les 4 paliers sont lisses, à billes ou à rouleaux ou une combinaison des deux, compte tenu des charges radiales élevées ; ces paliers sont largement dimensionnés. La force résultante axiale est reprise par un piston d'équilibrage maintenu en position par une pression d'huile ou, côté refoulement, par les paliers formant une butée.

Une **garniture mécanique** est nécessaire pour les machines ouvertes, du même type que celle utilisée sur les compresseurs à piston.

3.1.2.1.b) Compresseur monorotor (*mono vis*)

➤ **Fonction compression**

Les machines sont définies par un diamètre du **rotor D** (m) donné. Le volume engendré par ce type de machine peut être représenté par la relation:

$$q_v = BD^3N \times 60 \text{ (m}^3/\text{h)}$$

avec **B** coefficient lié à la géométrie de la machine et propre à chacun des constructeurs.

➤ **Fonction mécanique**

Le **rotor** est en fonte, choisi pour sa tenue mécanique et sa compatibilité avec les fluides frigorigènes, il joue le même rôle que le rotor femelle des birotors.

Les deux **rotors satellites** sont constitués d'un matériau composite supporté par des pièces métalliques portant des axes libres ; ils sont entraînés par le rotor principal et tournent sur des paliers flottants, ils

jouent le même rôle que le rotor mâle et séparent pratiquement la machine en deux corps de compression opposés et indépendants.

Le **corps du compresseur** est constitué par une seule pièce de fonderie renfermant les mobiles décrits ci-dessus, mais avec des couvercles démontables donnant accès aux pièces principales.

Les deux **paliers** sont proportionnellement moins chargés que dans les birotors puisque les deux effets de compression sont équilibrés grâce à la symétrie horizontale de la machine ; les forces radiales sont pratiquement nulles car, d'une part, les canaux se terminent sur la face cylindrique externe du rotor et que, d'autre part, la pression d'aspiration est maintenue sur les deux faces du rotor. L'effort résiduel constitué par la partie sortante de l'arbre est largement repris par un palier à rouleaux.

La **garniture mécanique** est du même type que celle des birotors.

3.1.2.2 Autres compresseurs rotatifs

Dans cette catégorie, on peut ranger :

- les compresseurs à palettes ;
- les compresseurs à piston tournant ;
- les compresseurs à spirales (Scroll).

Toutes ces machines sont caractérisées par la simplicité apparente de leur construction, qui met en œuvre un nombre réduit de pièces en mouvement, mais dont la réalisation nécessite cependant des moyens technologiques coûteux.

3.1.2.2.a) Compresseurs à palettes

L'essentiel de la machine est constitué par un stator cylindrique à l'intérieur duquel tourne un rotor excentré tangent au cylindre, comportant des rainures radiales dans lesquelles des palettes peuvent coulisser librement sous l'effet de la force centrifuge qui leur est imprimée par la rotation du rotor.

La réalisation des **palettes en matériaux composites** (polymère aromatique renforcé de fibres de verre) permet des vitesses périphériques élevées (environ 25 m/s) et réduit les déflexions

Dispositif anti-coup de liquide : pour éviter la surpression due à une éventuelle présence de liquide dans le compresseur, celui-ci est équipé d'une plaque mobile située à l'extrémité du rotor et maintenue en place par des ressorts. La pression générée suffit à déplacer la plaque mobile et protège ainsi la machine de tout dommage mécanique.

La **garniture mécanique** est similaire aux conceptions classiques rencontrées sur les compresseurs ouverts et comporte une cuvette en acier en appui sur un gain en céramique et un soufflet métallique.

Le **graissage** est assuré à partir d'un petit séparateur d'huile situé en sortie de compresseur et donc sous haute pression.

L'huile qui y est prélevée est injectée dans le compresseur suivant un double circuit interne : un premier circuit alimente la garniture mécanique assurant de la sorte son graissage et son refroidissement, puis le roulement avant et, enfin, la face du rotor ; le second circuit alimente le roulement arrière et la seconde face du rotor. Ce mode de graissage ne nécessite pas de pompe à huile.

3.1.2.2.b) Compresseur à piston tournant ou roulant

On peut la considérer comme une variante de réalisation de la précédente mais avec une seule palette. Sa principale application est faite depuis 1980 par les constructeurs japonais, en particulier **Daikin**, qui incorporent ces compresseurs, sous la forme de compresseurs hermétiques, dans les climatiseurs, les réfrigérateurs ménagers et les groupes de condensation jusqu'à une puissance d'environ 3 kW.

3.1.2.2.c) Compresseur à spirales (Scroll)

Le compresseur possède deux spirales emboîtées l'une dans l'autre : la **spirale supérieure** où se trouve l'orifice de refoulement est **fixe**, tandis que la **spirale inférieure** est animée d'un **mouvement orbital** (*cette dernière ne tourne pas*). L'aspiration s'effectue à la périphérie du système, alors que le refoulement est assuré par l'orifice situé au centre de la spirale fixe.

On remarque que, lors d'un cycle complet, les trois phases (admission, compression, refoulement) s'effectuent simultanément et d'une façon symétrique en un mouvement continu, ce qui constitue la caractéristique essentielle de cette machine et lui confère ainsi des variations de couple plus faibles que celles d'un compresseur à piston.

Le compresseur ne comporte pas de soupapes, mais simplement un clapet de non-retour au refoulement ; il fonctionne donc exactement comme un compresseur à vis et, de ce fait, possède un rapport de compression fixe.

Il ne possède pas d'espace mort et bénéficie par conséquent d'un excellent rendement volumétrique.

3.1.3 Compresseurs centrifuges

➤ Fonction compression

Les compresseurs centrifuges sont utilisés dans une large variété d'installations de conditionnement d'air et de réfrigération. Les volumes engendrés vont de 200 m³/h (*aéronautique*) à 55 000 m³/h (*climatisation*) avec des vitesses de rotation allant de 3 000 à 100 000 tr/min, cette dernière vitesse étant associée au débit le plus faible ; en effet, les roues des

compresseurs suivent des lois de similitude reliant le débit-masse q_m , le rapport de compression π et la puissance W à la vitesse de rotation N et au diamètre D :

Grandeur constante	Diamètre D	Vitesse de rotation N
Débit-masse q_m	N	D^3
Rapport de compression π	N^2	D^2
Puissance W	N^3	D^5

En conséquence, pour un rapport de compression donné, si le débit recherché est faible, la roue a un faible diamètre et tourne à grande vitesse ; inversement, si le débit est élevé, la roue a un grand diamètre et tourne à vitesse réduite.

Les températures d'évaporation θ_0 se situent entre $+10\text{ }^\circ\text{C}$ (climatisation) et $-160\text{ }^\circ\text{C}$ (liquéfaction du méthane), les pressions de refoulement peuvent atteindre 21 bar, les rapports de compression vont de 2 à 30 (en plusieurs cellules) et, pratiquement, tous les fluides peuvent être comprimés.

Il est possible d'installer au maximum dix cellules (ou étages) dans un même corps (cas de la réfrigération), et des réaspirations intermédiaires peuvent être introduites entre les étages de telle sorte qu'un même compresseur peut satisfaire plusieurs fonctions à différents niveaux thermiques. Plusieurs corps peuvent être montés en série avec un seul entraînement et en utilisant, si nécessaire, des fluides frigorigènes différents.

➤ Fonction mécanique

Les machines utilisées en climatisation sont généralement produites sous forme de groupes renfermant le compresseur et son système d'entraînement, le condenseur, l'évaporateur, le dispositif de détente et les auxiliaires. Les compresseurs sont réalisés dans les trois configurations suivantes : ouvert avec multiplicateur séparé ou avec multiplicateur incorporé, ou encore hermétique accessible.

3.2. ECHANGEURS DE CHALEUR

3.2.1 Principales caractéristiques

Les échangeurs des machines frigorifiques sont l'évaporateur et le condenseur.

Il peut exister, en outre, des échangeurs complémentaires tels que :

- dans le cas des machines à fluides halogénés, un échangeur liquide/vapeur entre les vapeurs basse pression aspirées par le compresseur et le liquide haute pression ;
- un sous-refroidisseur de liquide frigorigène.

Les principales **caractéristiques** des échangeurs sont :

- **la nature de la source** chaude ou froide :
 - gaz de toutes natures, air en général,
 - liquides : eaux de différentes origines ou autres liquides de toutes natures;
- **la fonction et le type de l'échangeur** :
 - évaporateur : refroidisseur de gaz
refroidisseur de liquide,
 - condenseur : refroidi par un liquide (*eau*)
refroidi par un gaz (*air extérieur*) ;
- **les conditions de fonctionnement** :
 - températures et pressions du fluide à l'entrée et à la sortie de l'échangeur. Dans le cas où l'air est la source froide du système, il convient de préciser sa teneur en eau,
 - températures et pressions correspondantes du fluide frigorigène,
 - pincement, c'est-à-dire écart minimal de température entre les deux fluides,
 - mode d'alimentation en fluide frigorigène (pour les évaporateurs),
- **les puissances frigorifiques et calorifiques à échanger** ;
- **les caractéristiques géométriques** :
 - les dimensions extérieures de l'échangeur ou encombrement (*longueur, largeur et hauteur*),
 - une disposition des tubes dans le sens de la circulation du fluide à traiter (*en ligne ou en quinconce*),
 - un écartement des tubes (*entre axes*), selon la technique adoptée,
 - les diamètres interne et externe (*ou épaisseur*) des tubes,
 - le nombre de nappes (*tubes horizontaux*) et de rideaux (*tubes verticaux*) ;
- **les caractéristiques métallurgiques** :
 - nature des matériaux : acier ordinaire pour l'ammoniac, métaux cuivreux pour les fluides halogénés, aluminium et ses alliages ou aciers spéciaux – notamment inoxydables – si la nature de la source l'impose (*eau corrosive, eau polluée, etc.*),
 - mode de protection du faisceau après fabrication (*galvanisation, étamage, anodisation et plastification*),
 - pour les ailettes, nature des matériaux et mode d'assemblage des ailettes sur les tubes (*sertissage et gonflage hydraulique*) ;
- **les caractéristiques de fonctionnement** :
 - coefficient global d'échange thermique,
 - perte de pression pour le circuit du fluide (*chaud ou froid*) et pour celui du frigorigène,
 - mode de réglage (par exemple, contrôle de la pression du fluide frigorigène, du givrage ou de la composition de l'eau) ;
- **les particularités d'entretien** :
 - purge (incondensables, huile),

- nettoyage, dégivrage, dépoussiérage et détartrage,
- traitements annexes (adoucissement de l'eau, filtration).

3.2.2 Construction des échangeurs

On peut classer les échangeurs frigorifiques en fonction de la nature du fluide (gaz ou liquide) ou en fonction de leur application (évaporateur, condenseur).

Dans tous les cas, on retrouve quatre technologies principales parfaitement distinctes dont les deux premières sont les plus répandues :

- les échangeurs multitubulaires ;
- les batteries à ailettes ;
- les échangeurs à plaques ;
- les échangeurs coaxiaux.

3.2.2.1 Échangeurs multitubulaires

Ces appareils sont essentiellement constitués d'un faisceau de tubes enfermé dans une calandre munie de boîtes (voir figure).

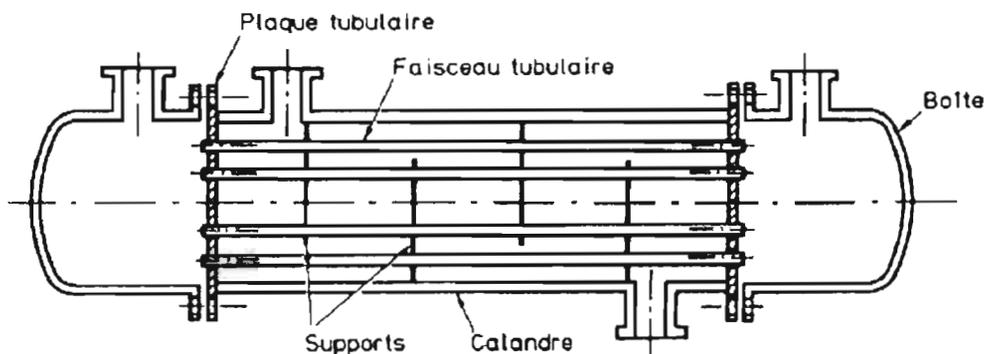


figure 3.1 Coupe schématique d'un échangeur multitubulaire

Les tubes constituant ces faisceau sont généralement étirés et calibrés, spécifiquement destinés à la construction des échangeurs :

Pour les diamètres, il en existe un très grand choix offert par les fournisseurs de tubes mais, dans ce type d'appareil, on cherche surtout des tubes de petit diamètre qui conduisent à de meilleurs coefficients d'échange, des appareils plus compacts, sans perdre de vue toutefois les problèmes d'encrassement interne.

L'utilisation intensive des fluides frigorigènes halogénés a conduit les constructeurs d'échangeurs multitubulaires à utiliser des tubes spéciaux pour améliorer les conditions d'échange thermique

(les figures représentant ces tubes sont données à l'annexe B) :

Tubes corrugués ou onduleux (*particulièrement pour évaporateurs*).

Tubes à ailettes extérieures extrudées (*pour évaporateurs et condenseurs*).

L'intérêt de ces tubes est qu'ils présentent un rapport surface ailetée extérieure/surface intérieure de 3 à 5 suivant le type de tube.

Tubes à ailettes ondulées (*particulièrement pour évaporateurs*).

Le rapport surface externe/surface interne varie de 9 à 16.

Tubes à épines (*particulièrement pour condenseurs*)

Tubes à ailettes intérieures rapportées (*particulièrement pour évaporateurs*).

Tubes à rainures internes (*pour évaporateurs et condenseurs*). Les rainures sont formées dans la masse du tube.

Tubes à surface externe traitée (*pour évaporateurs et condenseurs*).

De nouveaux types de tubes possédant en surface des cavités, des pyramides, des aspérités obtenues par usinage ou dépôt, propres à accroître les échanges thermiques, dans le cas de fluides en changement d'état (*condensation et évaporation*), sont actuellement développés par les constructeurs.

Tubes composites (*pour évaporateurs et condenseurs*). Il est judicieux de combiner, sur un même tube, les ailettes externes avec les promoteurs de turbulence internes, lorsque des deux côtés du tube les coefficients d'échange sont médiocres.

➤ **Plaques tubulaires et supports**

Ces plaques sont destinées à recevoir les tubes du faisceau ; à cet effet, elles sont fixées aux extrémités de la calandre. D'autres plaques intermédiaires supportent les tubes sur leur parcours, quand cela s'avère nécessaire.

La nature des matériaux utilisés dépend de la nature du fluide qui circule dans les tubes et essentiellement de son degré d'agressivité vis-à-vis du métal.

➤ **Calandre**

Ses dimensions sont fonction des paramètres suivants :

- longueur des tubes ;
- diamètre calculé à partir du nombre de tubes, de leur diamètre extérieur, de leur disposition et de leur pas ;
- épaisseur calculée pour résister à la pression du fluide interne

3.2.2.2 Batteries à ailettes

Les batteries à ailettes sont constituées essentiellement de tubes sur lesquels sont implantées des ailettes.

➤ Tubes

Pour les matériaux utilisés, on note une nette prédominance de l'acier et du cuivre.

Les constructeurs ont, d'année en année, réduit le diamètre des tubes, de manière à améliorer les coefficients d'échange, réduire la masse et la charge de fluide frigorigène et de la sorte concourir à une amélioration globale des coûts.

Dans certains appareils (*fluide avec changement d'état*), les constructeurs utilisent des tubes spéciaux.

Les tubes sont disposés généralement en ligne (*réseau carré*) ou en quinconce (*réseau triangulaire équilatéral*)

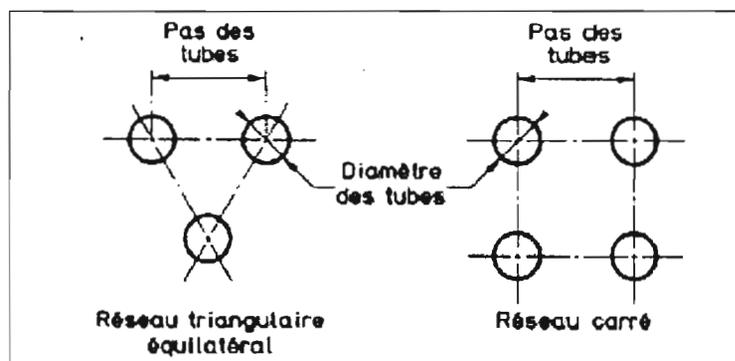


Figure 3.2 Disposition des tubes

➤ Ailettes

Les matériaux les plus couramment utilisés sont l'acier, l'aluminium et le cuivre, de telle sorte que l'on trouve le plus souvent, chez les constructeurs, des batteries :

- tubes acier/ailettes acier ;
- tubes cuivre/ailettes aluminium.

D'autres combinaisons sont naturellement possibles telles que

- tubes acier/ailettes aluminium ;
- tubes cuivre/ailettes cuivre ;
- tubes et ailettes en acier inoxydable.

Les deux formes d'ailettes les plus courantes sont :

- les ailettes planes continues, de loin les plus utilisées en raison de leur facilité de mise en œuvre, qui conduisent à des prix plus intéressants malgré une très légère chute d'efficacité ;
- les ailettes enroulées, également très utilisées en raison également de leur prix.

Le rendement d'une ailette est d'autant meilleur que :

- la conductivité thermique du matériau est élevée ; en ordre décroissant, ce sont le cuivre, l'aluminium, l'acier et l'acier inoxydable ;
- sa hauteur est faible ;
- son épaisseur est forte ;
- la jonction avec le tube est bonne.

Généralement, pour les tubes en acier de 20 mm de diamètre environ, la hauteur des ailettes est de 25 à 30 mm (pas des tubes 70 à 80 mm) et l'épaisseur de 0,3 à 0,4 mm ; pour les tubes en cuivre, la hauteur est de 10 à 20 mm et l'épaisseur de 1/10 à 3/10 mm.

Le *pas* d'ailette est la distance qui sépare les axes de deux ailettes consécutives, à ne pas confondre avec l'écartement, qui est la distance qui sépare les flancs opposés de deux ailettes consécutives.

Le pas minimal acceptable pour les condenseurs est de l'ordre de 2 mm et, pour les évaporateurs, il est de 4 mm ; le maximum est de l'ordre de 30 mm (évaporateurs industriels en acier à fort givrage).

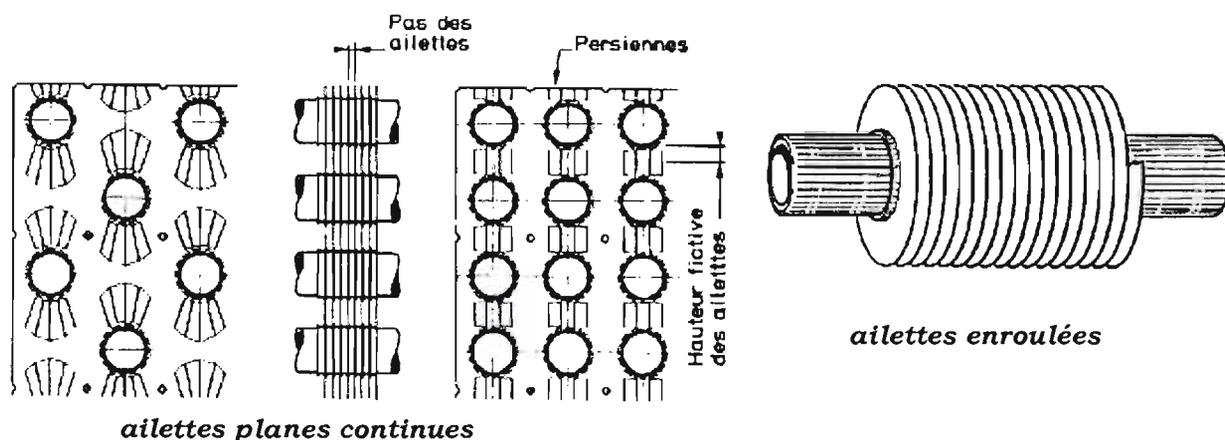


Figure 3.3 Formes des ailettes

Les batteries comportent à chaque extrémité une plaque qui relie entre eux tous les tubes. Elles sert également de support à l'ensemble des tubes ailetés et du cadre ; à cet effet, son épaisseur est renforcée.

Certains constructeurs constituent, à partir d'un même type de tubes et d'un même type d'ailettes, des modules (*figure 3.4 page suivante*).

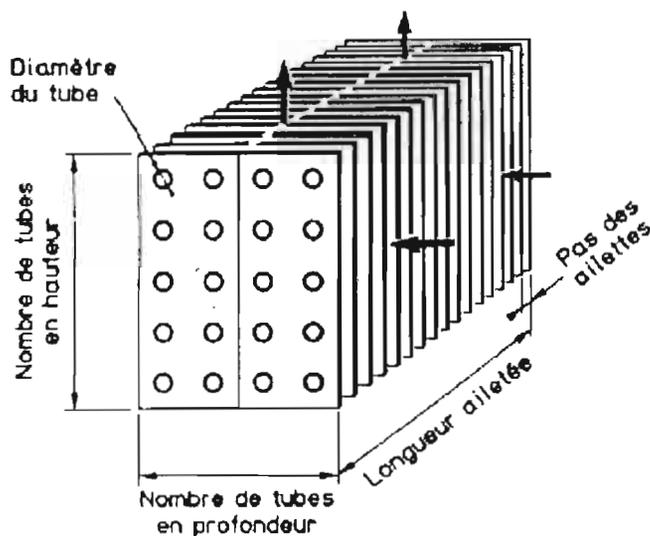


Figure 3.4 :Ensemble de définition d'un module

3.2.2.3 Échangeurs à plaques

Ces échangeurs sont constitués par des empilages de plaques ménageant entre elles des espaces où circulent les fluides, siège des échanges thermiques. À la limite, il peut très bien n'y avoir que deux plaques, c'est le cas par exemple des congélateurs à plaques verticales ou horizontales ou des fabriques de glace en écailles.

Il existe quatre types de réalisations : plaques et joints démontables, plaques intégrales ou soudées, plaques brassées et plaques à circuits imprimés.

3.2.2.4 Échangeurs coaxiaux pour liquides

Ces échangeurs comprennent deux tubes concentriques : le tube intérieur pouvant être muni d'ailettes (il peut être remplacé par plusieurs tubes en parallèle) et le tube extérieur constituant la calandre (*figure 3.5 page suivante*). L'ensemble est enroulé en hélice, de façon à accroître la surface d'échange sans augmenter l'encombrement de l'appareil.

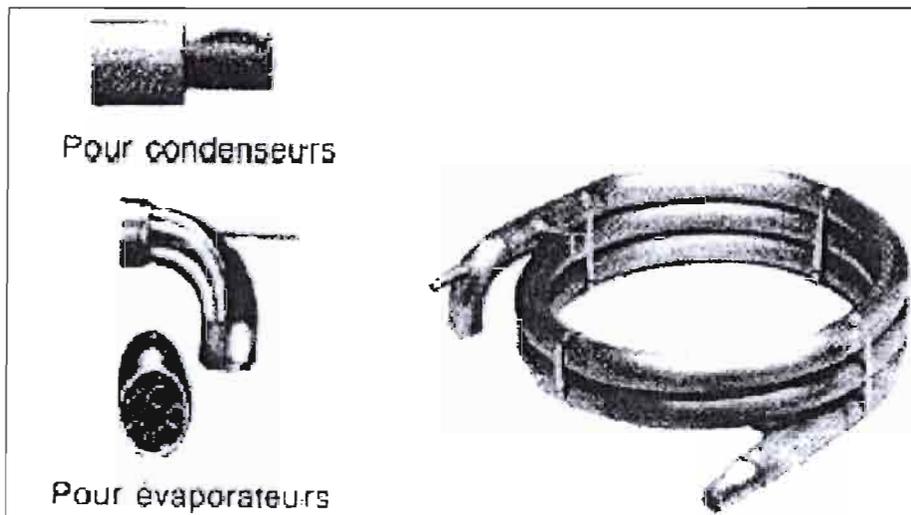


Figure 3.5 : Tubes pour échangeurs coaxiaux

3.3. CAPACITES SOUS PRESSION

Les circuits frigorifiques industriels renferment, en général, différentes capacités destinées à stocker du frigorigène en phase liquide, afin d'en permettre la distribution vers des points bien précis et à y collecter la vapeur.

Ces capacités se trouvent aux points suivants :

—**en basse pression:**

- bouteille séparatrice de liquide,
- dôme de séparation sur les évaporateurs multitubulaires,
- bouteille anti-coup de liquide ;

—**en moyenne pression:** refroidisseurs intermédiaires ;

—**en haute pression:** bouteille accumulatrice de liquide.

Chapitre 4: Amélioration de système frigorifique

Première partie : Analyse d'un cas général

4.1. Abaissement de la température

Considérons une machine frigorifique monoétagée fonctionnant selon le cycle décrit au chapitre 1 (figure ci dessous).

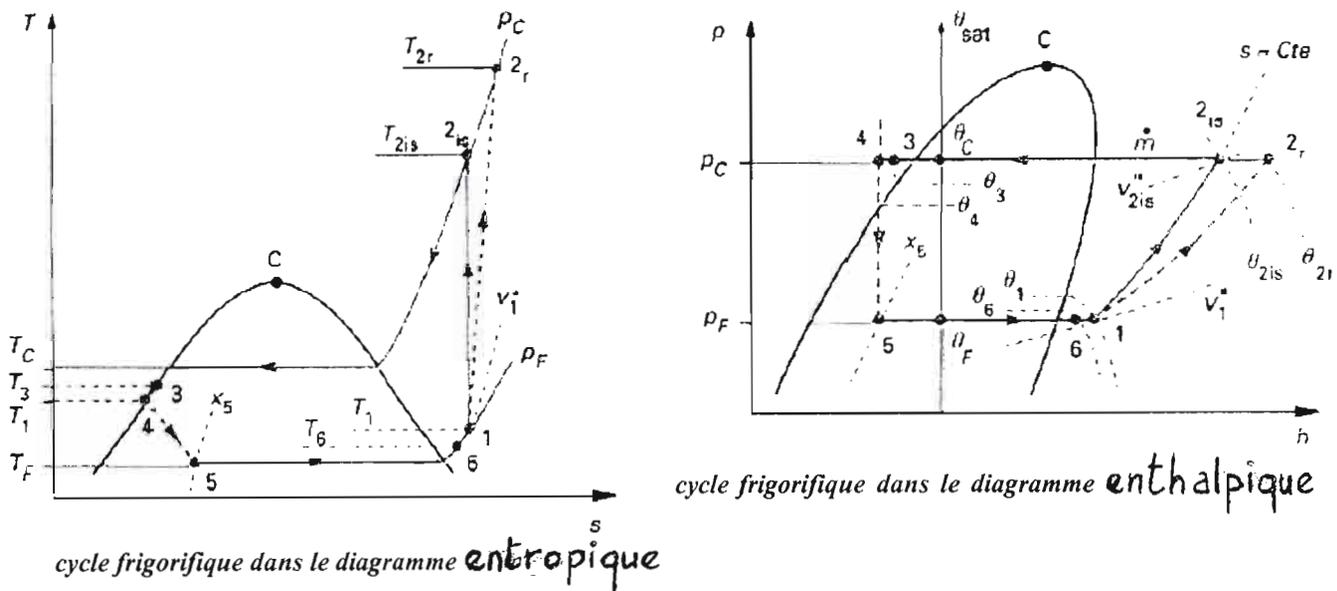


Figure 4.1 cycle frigorifique monoétagé réel

Entre les points 5 et 6, le fluide frigorigène se vaporise, sous la pression p_F , à la température θ_F , en produisant le froid utile dans l'évaporateur. Maintenant, si les conditions d'entreposage des denrées périssable imposent une température θ'_F dans l'enceinte refroidie plus basse que la température θ_F obtenue, nous devons procéder à un abaissement de cette dernière.

Nous pouvons pour cela effectuer un réglage du détendeur en agissant sur la vis de réglage jusqu'à une pression d'évaporation p_F' correspondant à la température de vaporisation θ_F' . Cependant, si l'action sur la vis ne permet pas d'atteindre la température de consigne, il nous faudra procéder au choix d'un nouveau modèle de détendeur qui aura une capacité nominale correspondant aux conditions réelles de fonctionnement.

Toutefois, il faudra veiller, au cour de cette détente, au contrôle des paramètres suivants :

✓ La température de solidification

La température θ'_F obtenue par laminage supplémentaire du fluide frigorigène peut atteindre la température de solidification de ce fluide. Mais notons que la majorité des fluides ont leur température de solidification suffisamment basse pour que ce critère n'entre pas en ligne de compte. Par exemple à la pression atmosphérique l'eau se solidifie à 0°C et le *R113* à -36.6°C .

✓ La pression d'équilibre

La pression minimum dans le circuit doit être maintenue, si possible, au dessus de la pression atmosphérique. Ceci permet d'éviter d'éventuelles pénétrations d'air par les inétanchéités du circuit.

D'une part, la présence d'incondensables réduit les transferts de chaleur et augmente le travail du compresseur, d'autre part, la présence d'humidité peut provoquer des corrosions internes ainsi que l'obstruction du détendeur.

Etudions l'influence de cette diminution de la température d'évaporation ainsi qu'une augmentation de la température de condensation sur certaines caractéristiques de la machine frigorifique.

4.2. Caractéristiques de la machine.

4.2.1 Effets thermiques du fluide frigorigène en circulation

La machine étant en régime permanent, en négligeant les variations des énergies cinétique et potentielle et en appelant w et q respectivement le travail reçu et la quantité de chaleur cédée ou reçue par un élément du circuit frigorifique, on aura ainsi, par unité de masse de fluide frigorigène, entre l'entrée e et la sortie s :

$$\boxed{q + w = h_s - h_e} \quad (4.1)$$

Pour une machine frigorifique, la production de froid q_F par unité de masse de réfrigérant qui se vaporise et éventuellement se surchauffe, de 5 à 6, dans l'évaporateur est, d'après (4.1), puisque l'évaporateur est un système statique et que, de ce fait, $w = 0$:

$$\boxed{+ |q_F| = h_6 - h_5} \quad (4.2)$$

ou encore

$$\boxed{q_F = h_6 - h_5} \quad (4.3)$$

(q_F est la production frigorifique massique exprimé en kJ/kg).

4.2.2. Débit-masse cyclé

La puissance frigorifique à produire dans l'évaporateur étant φ_F , le débit-masse est :

$$\dot{m} = \frac{\varphi_F}{q_F} = \frac{\varphi_F}{(h_6 - h_5)} \quad (4.4)$$

4.2.3. Débit-volume réellement aspiré par le compresseur

Si, à l'entrée du compresseur, le volume massique est v_1 , le débit volume à aspirer pour obtenir le débit-masse \dot{m} est :

$$\dot{V}_{r1} = \dot{m} v_1 \quad (4.5)$$

4.2.4. Débit-volume balayé.

Le débit-volume balayé se dénomme quelquefois *débit théorique* \dot{V}_{th} et correspond au débit-volume qui serait théoriquement aspiré si le compresseur se remplissait parfaitement. S'il s'agit d'un compresseur volumétrique, on sait qu'il n'aspire jamais le volume de vapeur correspondant à celui balayé par les éléments mobiles de son système de capacités déformables : volume balayé par les pistons, volume existant entre les lobes et les sillons des rotors d'un compresseur à vis, etc. Le rendement volumétrique η_v est précisément le rapport du volume effectivement aspiré à ce volume balayé. Dans ces conditions, pour aspirer réellement le débit-volume, le volume balayé \dot{V}_{b1} (par unité de temps) par les éléments mobiles du compresseur doit être :

$$\dot{V}_{b1} = \dot{V}_{r1} / \eta_v > \dot{V}_{r1} \quad (4.6)$$

C'est à partir de ce *débit géométrique* que l'on peut choisir le compresseur dans la gamme des matériels disponibles. Pour illustrer ce qu'est ce débit, considérons un compresseur à pistons comportant α cylindres de β effets, le diamètre des cylindres étant D (en m) et la course des pistons étant C (en m). Pour une vitesse de rotation de N (en tr/s) on a, dans ce cas :

$$\dot{V}_b = (\pi/4) D^2 C \alpha \beta N$$

(les débits-volumes s'expriment en mètres cubes par seconde).

4.3. Influence de certains paramètres

Les caractéristiques de fonctionnement d'une machine frigorifique à compression monoétagée (puissance frigorifique, coefficients de performance, puissance absorbée, température de refoulement du compresseur, etc.) dépendent, plus ou moins fortement, des paramètres suivants :

- température (ou pression) d'évaporation ;
- température (ou pression) de condensation ;
- surchauffe des vapeurs aspirées ;
- sous-refroidissement du liquide.

Les valeurs de ces paramètres fixent ce que nous appellerons les conditions de fonctionnement de la machine.

Examinons successivement l'influence des deux premiers paramètres sur la puissance frigorifique et le coefficient de performance, les autres paramètres restant constants.

4.3.1. Température d'évaporation

4.3.1.1 Puissance frigorifique

D'après les relations (4.4), (4.5) et (4.6), la puissance frigorifique φ_F d'une machine (équipée d'un compresseur volumétrique) peut s'écrire :

$$\varphi_F = \frac{\dot{V}_b \eta_V}{v''_1} (h_6 - h_5) \tag{4.7}$$

Sur la *figure 4.2* ci-dessous, on a représenté trois cycles de machine frigorifique monoétagée fonctionnant entre une même température de condensation θ_C et respectivement trois températures d'évaporation $\theta_F, \theta'_F, \theta''_F$ telles que $\theta_F > \theta'_F > \theta''_F$.

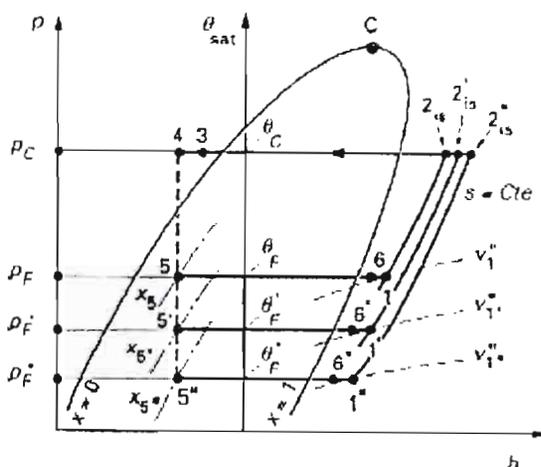


Figure 4.2 – Cycles de machine frigorifique monoétagée fonctionnant entre une même température de condensation et, respectivement, trois températures d'évaporation

On suppose par ailleurs que :

— les sous-refroidissements du liquide à la sortie du condenseur ($\theta_C - \theta_3$) et à l'entrée du régleur ($\theta_C - \theta_4$) sont inchangés pour ces trois cycles ;

— les surchauffes à la sortie des évaporateurs sont égales dans les trois cas :

$$\boxed{(\theta_6 - \theta_F) = (\theta'_6 - \theta'_F) = (\theta''_6 - \theta''_F)} \quad (4.8)$$

— les surchauffes à l'entrée du compresseur sont égales pour ces trois cycles :

$$\boxed{(\theta_1 - \theta_F) = (\theta'_1 - \theta'_F) = (\theta''_1 - \theta''_F)} \quad (4.9)$$

Supposons fixe le débit-volume géométrique ou balayé, \dot{V}_b , ce qui implique, en particulier, une vitesse de rotation constante du compresseur.

Lorsque, toutes les autres conditions restant égales par ailleurs, la température d'évaporation s'abaisse de θ_F à θ''_F :

$(h_6 - h_5)$ diminue

Cette variation de $(h_6 - h_5)$ reste toutefois limitée :

➤ le rendement volumétrique η_V diminue du fait de l'accroissement du taux de compression ;

En effet, Les rendements volumétrique η_V et effectif η_{eff} sont fortement variables avec les caractéristiques et les conditions de fonctionnement du compresseur :

- type et caractéristiques géométriques et mécaniques du compresseur volumétrique (par exemple, pour les compresseurs alternatifs à pistons, intervient le **taux d'espace mort**, $\tau_e = \varepsilon / V_0$; ce rapport est généralement dépendant de la taille du compresseur, du rapport course/diamètre, etc.);
- vitesse de rotation du compresseur ;
- nature du fluide frigorigène ;
- taux de compression $\tau = p_C / p_F$;
- surchauffe des vapeurs à l'aspiration ;
- caractéristique du lubrifiant et entraînement d'huile ;
- présence éventuelle de fuites internes au niveau du contact piston-segment-cylindre ou au niveau des clapets, etc.

Parmi ces facteurs, pour un compresseur et un fluide frigorigène donnés, le taux de compression est celui dont l'effet est le plus notable.

Le rendement volumétrique décroît lorsque le taux de compression s'élève. Dans le domaine des taux de compression courants, la

décroissance de η_V avec le taux de compression est sensiblement linéaire.

Afin d'estimer le rendement volumétrique η_V , on peut, pour un avant-projet, utiliser la relation suivante :

$$\eta_V = 1 - a\tau \quad (4.10)$$

où $a = 0,04$ à $0,07$ ordinairement (la valeur $0,05$ est fréquemment utilisée).

D'autres relations, plus complètes, font intervenir, à juste titre, l'espace mort ε ou le taux d'espace mort ε/V_0 . Il en est ainsi des relations suivantes :

$$\eta_V = 0,9 \left[1 + \frac{\varepsilon}{V_0} (1 - \tau^{0,72}) \right] \quad (4.11)$$

$$\eta_V = 1 - \left(\frac{\varepsilon + 0,046}{1 + 0,069 \tau} \right) \tau \quad (\text{relation de Marioton}) \quad (4.12)$$

ou

- le volume massique V'' augmente de manière importante, en raison de la diminution de la pression p_F .

De ce qui précède, il résulte que la puissance frigorifique φ_F d'une machine à compression diminue fortement quand la température d'évaporation s'abaisse.

4.3.1.2. Coefficients de performance

Étudions l'influence de θ_F sur le coefficient de performance **COP**

Le coefficient de performance frigorifique est calculé en utilisant la puissance frigorifique φ_F produite à l'évaporateur et la puissance effective P_{eff} absorbée sur l'arbre du compresseur

$$COP = \varphi_F / P_{eff} \quad (4.13)$$

Pour comprimer le débit-masse \dot{m} de vapeur de 1 à 2_{is} , le compresseur isentropique consommerait une puissance :

$$P_{is} = \dot{m} [h_{2(is)} - h_1] \quad (4.14)$$

Compte tenu des pertes thermodynamiques et mécaniques, le compresseur réel doit consommer, sur son arbre, la puissance effective :

$$P_{eff} = \dot{m} [h_{2(is)} - h_1] / \eta_{eff} \quad (4.15)$$

$$\Rightarrow \text{COP} = \frac{h_6 - h_5}{h_{2(is)} - h_1} \times \eta_{eff} \quad (4.16)$$

D'après la *figure 4.2*, on constate que lorsque θ_F s'abaisse, les autres conditions de fonctionnement restant constantes :

- la variation $(h_6 - h_5)$ diminue ;
- la variation $(h_{2(is)} - h_1)$ augmente notablement, cela est le résultat de l'accroissement du taux de compression ;
- le rendement effectif η_{eff} diminue en raison de cet accroissement (sauf pour les petits taux de compression).

Le coefficient de performance COP d'une machine frigorifique décroît de manière importante lorsqu'on abaisse la température d'évaporation.

4.3.2. Température de condensation

4.3.2.1. Puissance frigorifique

La *figure 4.3* ci-dessous représente trois cycles de machine frigorifique monoétagée fonctionnant entre une même température d'évaporation θ_F et respectivement trois températures de condensation θ_C , θ'_C , θ''_C telles que

$$\theta_C > \theta'_C > \theta''_C$$

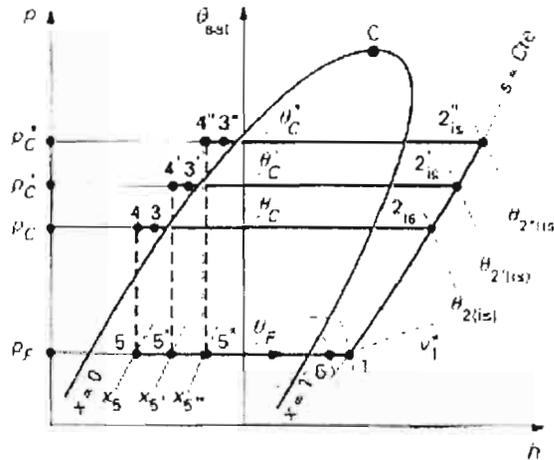


Figure 4.3 – Cycles de machine frigorifique monoétagée fonctionnant entre une même température de d'évaporation et, respectivement, trois températures condensation

On suppose par ailleurs que :

- le débit-volume balayé \dot{V}_b est fixe ;
- les surchauffes à la sortie de l'évaporateur $(\theta_6 - \theta_F)$ et à l'entrée du compresseur $(\theta_1 - \theta_F)$ sont invariables ;

— les sous-refroidissements du liquide à l'entrée du régleur sont identiques:

$$\theta_C - \theta_4 = \theta'_C - \theta'_4 = \theta''_C - \theta''_4$$

D'après (17), lorsque, toutes les autres conditions étant égales par ailleurs, la température de condensation s'élève :

$$\theta''_C > \theta'_C > \theta_C$$

- la variation $(h_6 - h_5)$ décroît nettement ;
- le rendement volumétrique η_V diminue en raison de l'accroissement du taux de compression ;
- le volume massique v_1' reste constant.

La puissance frigorifique φ_F d'une machine frigorifique à compression diminue quand la température de condensation s'élève. Cependant cette décroissance est comparativement beaucoup plus faible que celle résultant d'un abaissement correspondant de la température d'évaporation.

4.3.2.2 Coefficients de performance

Étudions l'influence de la température de condensation θ_C sur le coefficient de performance **COP**

$$\Rightarrow \boxed{\text{COP} = \frac{h_6 - h_5}{h_{2(is)} - h_1}} \quad (4.17)$$

si θ_C augmente :

- $(h_6 - h_5)$ diminue (figure 4.3) ;
- $(h_{2(is)} - h_1)$ croît de façon importante ;
- η_{eff} décroît (généralement).

Le coefficient de performance frigorifique COP d'une machine frigorifique décroît rapidement lorsque la température de condensation s'élève.

4.4. Amélioration de la puissance frigorifique

D'après ce qui précède, nous avons vu qu'une baisse de la température d'évaporation favorise une diminution de la puissance frigorifique de la machine. Il faut donc se préoccuper des diverses méthodes qui peuvent être utilisées pour assurer l'augmentation de la puissance frigorifique produite par ces machines. Nous nous bornerons ici à la présentation des principes.

Il existe différentes méthodes de réglage de la puissance frigorifique qui ne sont pas toutes aussi intéressantes les unes que les autres si l'on considère:

- l'économie de l'énergie mécanique consommée ;
- la commodité du réglage ;
- la variation continue ou non de la puissance ;
- le taux maximal possible d'augmentation de la puissance thermique ;
- les possibilités d'automatisation ;
- le prix de revient, etc.

Pour caractériser un dispositif d'augmentation de puissance du point de vue énergétique, il convient d'étudier comment la puissance frigorifique produite, φ_F , augmente lorsque la puissance mécanique consommée par le compresseur, P_{eff} , s'élève.

La puissance frigorifique moyenne nécessaire à la couverture des besoins thermiques à l'instant t , $\varphi_F(t)$, peut s'écrire :

$$\varphi_F(t) = \dot{m}_6 (h_6 - h_5) \frac{t_m}{t_{tot}} \quad (4.18)$$

avec \dot{m}_6 débit-masse quittant, en 6, l'évaporateur,
 t_m temps de marche pendant lequel ce débit est assuré,
 t_{tot} temps total considéré autour de l'instant t (t_m/t_{tot} est le taux de fonctionnement du système de production de froid).

Le débit-masse \dot{m}_6 est égal à \dot{m}_1 , sauf si on retourne à l'entrée du compresseur un débit de court-circuit \dot{m}_{cc} provenant du circuit haute pression. On a alors :

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_1 - \dot{m}_{cc} \quad (4.19)$$

Par ailleurs, quelle que soit la nature du compresseur, au débit masse \dot{m}_1 correspond le débit-volume effectivement aspiré \dot{V}_1 , fonction de la vitesse de rotation N .

$$\dot{V}_1 = \dot{m}_1 / v''_1 = f(N) \quad (4.20)$$

Dans le cas particulier des **compresseurs volumétriques**, si l'on appelle \dot{V}_b le volume balayé, pendant l'unité de temps, côté aspiration, par le système mobile, on a :

$$\dot{V}_1 = \dot{V}_b \times \eta_v \quad (4.21)$$

(c'est ce que nous avons appelé au paragraphe 1.3 V_r , volume réellement aspiré).

Dans le cas, plus particulier encore, des **compresseurs à pistons**, on a, pour n compresseurs de caractéristiques semblables ou différentes (D diamètre des cylindres, C course des pistons, α nombre de cylindres), un débit-volume *balayé* total, pour l'ensemble des pistons :

$$\dot{V}_b = \sum_{i=1}^n \frac{\pi D_{(i)}^2}{4} C_{(i)} \alpha_{(i)} \eta_{\text{eff}(i)} N_{(i)} \quad (4.22)$$

A partir de l'équation (4.18), on voit bien que pour augmenter la puissance frigorifique on ne peut agir que sur deux paramètres :

- ✓ Le taux de fonctionnement (t_m/t_{tot}) en supprimant les temps d'arrêt et de mise en marche du compresseur, (courant pour les machines de petite puissance).
- ✓ Le débit massique \dot{m}_6
 - L'équation (4.19) montre qu'on peut agir sur \dot{m}_6 , dans le cas d'une réinjection de vapeurs à l'entrée du compresseur, par une diminution du débit réinjecté \dot{m}_{cc} .
 - Une augmentation de la vitesse de rotation du compresseur permet aussi, selon l'équation (4.20), de varier \dot{m}_6 (ce cas est encore rare en raison de l'emploi des moteurs électriques asynchrones et du prix des convertisseurs de fréquence)

Ces solutions supposent que la machine fonctionnait en dessous de sa capacité thermique maximale. C'est à dire, bien que ne donnant pas la puissance frigorifique correspondant aux besoins de froid, la machine est capable de les satisfaire en pleine puissance (après modification).

- Enfin, une dernière solution pour améliorer le débit massique \dot{m}_6 consiste, selon l'équation (4.22), à associer des compresseurs en parallèle.

Parmi toutes les solutions d'amélioration de la puissance frigorifique précitées, cette dernière semble être la plus adéquate. En effet, pour les domaines de température de transport des denrées congelées ou surgelées, celles des denrées réfrigérées et aussi pour les niveaux de puissance à atteindre (moyenne puissance), les compresseurs hermétiques (H) et

hermétiques accessibles (HA) sont de loin les plus utilisés. Et comme nous le savons, ces types de compresseurs n'offrent aucune flexibilité pour ce qui est de la variation de la vitesse ou même pour ce qui est de l'intervention directe sur le compresseur lui-même.

La puissance frigorifique pourrait donc être améliorée en couplant des compresseurs en parallèle.

Aussi, dans une installation frigorifique, le compresseur et l'évaporateur équilibrent leur puissance. Le compresseur alternatif étant une machine à effet positif, la variation de l'évaporation du réfrigérant conduit le système à chercher un nouveau point d'équilibre sur la courbe de performance.

Plus haut, on avait abaissé la pression à l'entrée de l'évaporateur pour avoir la température requise ; ce qui entraînait ainsi une diminution de la pression d'admission au compresseur.

Si, pour cette nouvelle valeur de la pression d'admission p_F' , on maintient le même rapport de compression $\tau = p_C / p_F$, on aura une nouvelle pression de refoulement p_C' qui sera inférieure à la pression initiale p_C .

En effet :

$$\tau = p_C / p_F = p_C' / p_F' \Rightarrow p_C' = p_C * (p_F' / p_F)$$

$$\text{or } p_F' < p_F \Rightarrow \boxed{p_C' < p_C}$$

Donc, si on maintient le même taux de compression, on aura une température de condensation θ_C' inférieure à celle qu'on avait. Cette nouvelle valeur de température du fluide frigorigène pourrait être inférieure à la température du fluide de refroidissement du condenseur. Dans ce cas le réfrigérant ne serait plus refroidi mais surchauffé.

Pour remédier à ce problème, on s'impose un nouveau taux de compression en maintenant la même température de condensation θ_C .

Les températures de la source froide θ_F et de la source chaude θ_C s'éloignent donc l'une de l'autre, puisqu'à température de condensation θ_C à peu près constante, on a diminué la température d'évaporation θ_F .

$$\text{Si } \theta_F \downarrow \Rightarrow p_F \downarrow, \text{ avec } \theta_C \approx \text{cte} \Rightarrow p_C \approx \text{cte} \Rightarrow \tau = p_C / p_F \uparrow$$

Nous allons choisir donc, au lieu de compresseurs en parallèle, un compresseur qui pourra assurer le débit \dot{m}_6 précédemment déterminé et ayant un taux de compression $\tau = p_C / p_F'$.

On doit en effet sélectionner un compresseur pour la même puissance frigorifique et pour la même température que l'évaporateur de façon à réaliser un équilibre entre les puissances de l'évaporateur et du compresseur.

Toutefois, cette abaissement de la température et cette amélioration de la puissance frigorifique par une augmentation du débit ne seraient pas sans risque. En effet, le compresseur risque d'aspirer de la vapeur humide et les gouttelettes de liquide en suspension risquent de provoquer des « coups de liquide » toujours préjudiciables à la bonne tenue du matériel.

Pour palier à ce problème, on peut réchauffer les vapeurs sèches encore froides à la sortie de l'évaporateur. Et pour cela, on peut envisager de mettre en place un échangeur de chaleur et d'y faire circuler à contre courant la vapeur sortant de l'évaporateur et le liquide provenant de la bouteille de liquide condensé (figure 4.4.a ci dessous).

Cette échangeur liquide-vapeur **ELV** permet aussi d'accroître le sous-refroidissement du liquide frigorigène avant son entrée dans le régleur.

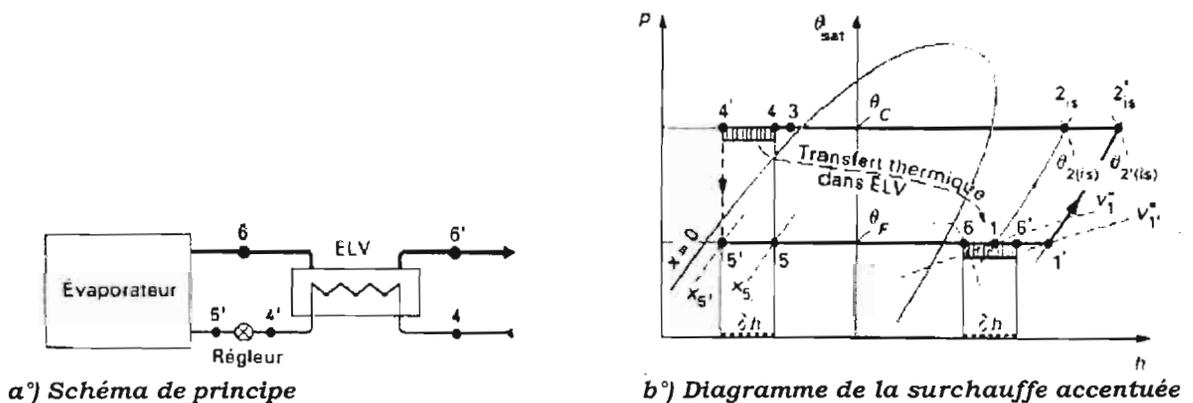


Figure 4.4 : Echangeur liquide vapeur

Les vapeurs s'y réchauffent de 6 à 6', tandis que le sous refroidissement du liquide frigorigène s'accroît de 4 à 4' ($\theta_{4'} < \theta_4$).

Si l'échangeur ELV n'est le siège d'aucun échange de chaleur vis-à-vis de l'extérieur, comme les débits-masses dans les conduites de liquide et de vapeur sont les mêmes, la diminution δh de l'enthalpie massique du liquide entre 4 et 4' est exactement égale à l'augmentation d'enthalpie massique de la vapeur entre 6 et 6'. Il y a transfert thermique du liquide chaud à la vapeur froide.

Sur le diagramme de la figure 4.4.b, on a représenté deux cycles, l'un 1-2_{is}-3-4-5-6, sans ELV, l'autre, 1'-2'_{is}-3-4'-5'-6-6', avec **surchauffe accentuée**. On a supposé, pour construire 1' que l'échauffement de la vapeur dans la canalisation d'aspiration était le même dans les deux cas, qu'il y ait, ou non, l'échangeur ELV.

En fait, lorsque l'on fait usage d'un échangeur liquide-vapeur ELV, l'échauffement de la vapeur dans la conduite d'aspiration est généralement plus faible, pour un même débit de fluide frigorigène et des conditions de fonctionnement identiques. En effet, la température moyenne intérieure de

cette canalisation étant plus élevée, les entrées de chaleur y sont plus réduites.

▪ Les **avantages de la surchauffe accentuée** sont :

- ✓ une augmentation du coefficient de performance, tout au moins pour certains fluides frigorigènes ; cette amélioration est toutefois très limitée ;
- ✓ une amélioration du *séchage des vapeurs*; l'augmentation de la surchauffe pouvant accroître l'efficacité du compresseur ;
- ✓ une meilleure extraction du fluide frigorigène de l'huile qui revient vers le compresseur ;
- ✓ une protection contre l'apparition de phase gazeuse à l'entrée du détendeur ;
- ✓ une protection accrue du compresseur vis-à-vis de la pénétration du liquide.

▪ Les **inconvénients de l'échangeur liquide** sont :

- ✓ la diminution des performances avec certains fluides frigorigènes (*par exemple NH₃*) ;
- ✓ l'élévation de la température des vapeurs refoulées ;
- ✓ l'accroissement des chutes de pression dû à la présence de l'échangeur ELV ;
- ✓ l'investissement supplémentaire (faible toutefois) que l'*ELV* entraîne.

L'utilisation d'un échangeur liquide vapeur reste toutefois limitée par la température des vapeurs refoulées. Il faut donc être certain que la température $\theta_{2'is}$ au point $2'is$ ne risque pas de nuire aux qualités lubrifiantes de l'huile (*risque de rupture du film lubrifiant entre pistons et cylindres, dû à un abaissement de la viscosité de l'huile*).

Deuxième partie : Analyse du cas particulier d'un conteneur frigorifique de 20 pieds

4.5. Présentation générale des conteneurs frigorifiques :

De plus en plus, la tendance actuelle est de charger la marchandise chez l'expéditeur et de la livrer au destinataire *sans rupture de charge*, c'est-à-dire sans transvasement d'un engin dans un autre. On dissocie ainsi le contenant des produits et le moyen de déplacement. Initialement, ce mode de transport faisait appel à des « cadres », qui étaient des caisses de dimensions non normalisées, utilisées notamment pour les déménagements. Il y a une trentaine d'années, s'est développée la technique du transport par conteneurs maritimes, pour les échanges intercontinentaux, puis cette technique a été étendue à des transports terrestres sous la forme des transports multimodaux.

Un **conteneur maritime** est un volume de chargement compris dans une structure métallique suffisamment résistante pour supporter les contraintes des voyages en mer. Il est chargé en cale ou sur le pont. Il peut être empilé et manœuvré rapidement par n'importe quel engin de levage (par-dessous, par les angles ou par les côtés). Les dimensions extérieures, qui sont normalisées (norme ISO 1496-2 de 1988), sont ainsi définies :

- largeur : 8 pieds (2,438 m) ;
- hauteur:8 pieds (2,438 m) ou 8'6" (2,590 m) ou 9' 6" (2,890m);
- longueur : 20 pieds (6,058 m) ou 40' (12,192 m).

Les conteneurs sont dénommés par leur longueur.

À l'intérieur du volume de chargement est mis en place un contenant adapté à la marchandise à transporter. Il existe des conteneurs banalisés pour toutes marchandises, des conteneurs-citernes, des conteneurs minéraliers, des conteneurs thermiques, etc.

Les **conteneurs thermiques** sont conçus pour que les marchandises puissent être chargées sur des palettes normalisées. Ils peuvent être isothermes (normaux ou renforcés) ou frigorifiques. La norme ISO fournit une définition de ces conteneurs et décrit les procédures d'essai. En outre, elle spécifie les caractéristiques de résistance mécanique de l'armature, celles d'étanchéité des caisses ainsi que celles des raccordements électriques et les performances des groupes frigorifiques.

Pour les conteneurs frigorifiques, qui sont de loin les plus utilisés, le groupe est encastré dans la face avant de la caisse, de sorte que le volume utile est moindre que celui d'un conteneur isotherme au même longueur. **La puissance de la machine frigorifique est suffisante pour maintenir la température requise même par des températures extérieures très élevées, pouvant atteindre 50°C sur les aires de stockage des terminaux portuaires.**

À l'intérieur des caisses, l'air est brassé avec un débit horaire au 30 à 90 fois le volume du conteneur vide, selon qu'il s'agit de produits congelés ou de fruits réfrigérés, et est réparti dans de la cargaison de façon à éviter l'apparition de zones d'air chaud et stagnant. Il est important que l'air soit bien distribué et que l'isolation soit aussi efficace que possible. Ainsi, par une température extérieure de $+40^{\circ}\text{C}$, l'écart de température entre le point le plus chaud et le point le plus froid peut être proche de 7°C dans un conteneur de 20 pieds, dont les entrées de chaleur sont $U = 30 \text{ W}/^{\circ}\text{C}$ et le taux de brassage est de 40, et de l'ordre de 2°C seulement dans un conteneur de même longueur pour lequel $U = 22 \text{ W}/^{\circ}\text{C}$ et le taux de brassage est de 90.

4.6. Diagnostic global du conteneur et amélioration de sa température

4.6.1. Diagnostic

Le conteneur frigorifique dont nous disposons a les caractéristiques suivantes :

✓ *dimensions extérieures*

longueur.....20 pieds (6,05 m)
 largeur.....8 pieds (2,43 m)
 hauteur.....8'6" (2,59m)

✓ *dimensions intérieures*

longueur.....5,80m
 largeur.....2,20m
 hauteur.....2,35m

⇒ Une épaisseur de 120mm et un volume intérieur de 30 m^3

✓ *isolation*

L'isolation est en sandwich ; une couche d'un isolant rigide en polyuréthane haute densité dont les deux faces sont protégées par des feuilles, intimement collées sous pression, en acier galvanisé.

✓ *Le compresseur*

Le compresseur est hermétique non accessible totalement enclos dans une enceinte métallique soudée et étanche rendant inaccessibles les parties motrices et s'opposant ainsi à toute intervention sur le site.

✓ *Le condenseur*

Le condenseur est à air et à ventilation forcée. IL est constitué de modules assemblés entre eux . Chaque module est composé d'un tube aileté avec

des ailettes planes continues. À chaque extrémité du condenseur est placée une plaque qui relie les tubes entre eux.

Il comporte un habillage métallique et une embase support de ventilateur. Le ventilateur, placé à son centre, est centrifuge et à deux vitesses.

✓ **L'évaporateur**

Il est constitué d'une batterie dans laquelle le flux d'air est vertical. À la partie inférieure, au niveau des pieds supports, se trouve une cuvette de récupération des eaux de dégivrage et, à la partie supérieure, se trouve la section de ventilation équipée de deux ventilateurs. La partie inférieure est suivie d'une gaine de soufflage qui ramène le flux d'air à l'horizontale et le projette dans la chambre par le bas.

La détente, directe, se réalise au moyen d'un détendeur thermostatique: appareil qui assure la détente du fluide frigorigène et le remplissage de l'évaporateur en y maintenant un certain degré de surchauffe à sa sortie.

✓ **Les ventilateurs**

Au niveau de l'évaporateur, les ventilateurs sont de type *simple flux* : l'air aspiré à la partie arrière de l'appareil est rejeté, après passage sur la batterie, vers le chargement de la chambre. Ces ventilateurs sont en soufflage par rapport à la batterie.

✓ **Le dégivrage**

Le dégivrage se fait au moyen de résistances électriques placées sur l'évaporateur.

Les cycles de dégivrage sont automatiques et s'effectuent toutes les 3 heures pendant la descente au froid et toutes les 12 heures pendant le fonctionnement normal.

✓ **La partie commande**

Le groupe frigorifique est équipé d'un microprocesseur qui gère la régulation. Ce microprocesseur avec affichage numérique permet le contrôle de la température de consigne et nous avise aussi en cas de défaut.

Derrière ce tableau de bord, se situe l'armoire des circuits de puissance et de commande contenant :

- un transformateur servant à abaisser la tension d'alimentation de 380 volts à une tension de commande de 24 volts .
- l'ensemble des dispositifs de protection et de commande des différentes machines électriques (*moteurs du compresseur et des ventilateurs ainsi que des résistances de dégivrage*).

✓ **Température de fonctionnement**

Lors de la mise en marche du groupe frigorifique aux ICS taïba, la température de fonctionnement ne pouvait descendre en deçà de 5°C. Or, sur la plaque se situant sur le tableau de bord nous lisons une température de consigne pouvant aller jusqu'à -30°C.

✓ **Fluide frigorigène**

Le groupe frigorifique fonctionne avec du **R 409A**.

Le R 409A ou FX 56 est un fluide frigorigène mélange composé de R22, R124 et R142b. Il est incolore et d'odeur légèrement étherée.

Sa température d'ébullition est de $-34,2^{\circ}\text{C}$ et sa pression de vapeur de 8.2 bar à 25°C , 15.3 bar à 50°C et 23.7 bar à 70°C .

Nous n'avons pas pu déterminer les conditions de fonctionnement et les puissances frigorifiques et calorifiques à échanger pour les raisons suivantes :

- Le conteneur est un peu éloigné du réseau pour permettre son alimentation donc sa mise à marche.
- Nous ne disposons pas de catalogues des fabricants des différents appareils qui composent ce groupe (*même les plaques signalétique des appareils ont été enlevées*).

► **Remarques**

Nous avons remarqué au cours de ce diagnostic que des modifications ont été apportées au système . En effet,

- Le compresseur **hermétique** utilisé n'est pas celui d'origine ; les diamètres de ses conduites d'aspiration et de refoulement sont nettement inférieurs aux diamètres initialement prévus.
Les supports qui ont été prévus pour le compresseur nous montrent que ce dernier était du type **semi ouvert**.
- Pour alimenter ce compresseur hermétique, le circuit de puissance a été modifié ainsi qu'une bonne partie du circuit de commande.

Il a été constaté aussi que le moteur d'un des ventilateurs de l'évaporateur était attaqué par la corrosion.

4.6.2 Proposition de solutions

Etant donné que les conteneurs frigorifiques sont dimensionnés avec des puissances suffisantes pour maintenir la température requise même par des températures extérieures très élevées, pouvant atteindre 50°C sur les aires de stockage des terminaux portuaires, l'impossibilité d'obtenir des températures négatives ne peut pas être due aux conditions climatiques sévères.

Ce non respect de la température de consigne est dû aux modifications apportées au système, par des agents non qualifiés, à partir d'éléments disparates.

Les modifications n'ayant pas touché l'évaporateur, on peut considérer que sa puissance frigorifique initiale peut être atteinte.

Donc, pour amener la température vers les valeurs négatives, il nous faut un autre compresseur qui sera sélectionné pour la même puissance et pour la même température d'évaporation que l'évaporateur afin de réaliser un équilibre entre les puissances de l'évaporateur et du compresseur.

En changeant le compresseur, il faut songer aussi au changement éventuel du régleur.

La puissance prévue pour l'évaporateur ne peut être atteinte que lorsque la circulation de l'air peut se faire correctement, c'est à dire lorsqu'elle n'est pas entravée par une mauvaise disposition des denrées. Il faut donc veiller au cours du chargement à ce que cette circulation de l'air ne soit pas entravée, garantissant ainsi une gestion de la température efficace et aussi penser à vérifier l'état du moteur du ventilateur qui a été attaqué par la corrosion et le changer si nécessaire.

Il faut aussi procéder au nettoyage, dépoussiérage et détartrage des différents échangeurs de chaleur.

Le fluide frigorigène *R 409A* utilisé par l'installation n'étant pas disponible au Sénégal, il faut donc, pour des raisons économiques, le changer.

CONCLUSION

La problématique du fonctionnement des installations frigorifiques a conduit à l'étude de cas d'amélioration de systèmes frigorifiques.

Les résultats de cette étude montrent que, pour un système à compression donné, la température d'évaporation peut être baissée par laminage supplémentaire du fluide frigorigène avant son entrée dans l'évaporateur.

Cette baisse de la température entraîne une forte diminution de la puissance frigorifique et du coefficient de performance.

Le choix adéquat d'un nouveau compresseur plus puissant permet de pallier le problème de baisse de puissance avec un risque d'aspiration de vapeur humide, pouvant être évité par la mise en place d'un échangeur liquide-vapeur.

En ce qui concerne le conteneur frigorifique, l'augmentation de sa température d'évaporation n'est pas due aux conditions climatiques sévères, mais à une modification de sa constitution d'origine. Pour que le conteneur fonctionne à des températures négatives, il est nécessaire de choisir un compresseur et un détendeur adaptés à l'évaporateur et éventuellement, pour des raisons économiques, changer le fluide frigorigène R 409A.

Cependant, ce travail doit avoir un suivi expérimental qui permettra de valider les études théoriques effectuées. Il s'agira de mettre en marche le conteneur frigorifique, de procéder aux modifications et réglages proposés et de mesurer les différentes caractéristiques de fonctionnement.

En fin nous recommandons aussi d'étudier la possibilité d'amélioration des systèmes frigorifiques par un simple changement de fluide frigorigène.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Techniques de l'ingénieur **B 2 365** - par **Georges VRINAT**
*Ingénieur du Conservatoire National des Arts et Métiers
et de l'Institut Français du Froid Industriel
Ancien Directeur Projet et Développement de la société
SAMIFI-BABCOCK*
- [2] Techniques de l'ingénieur **B 9 730** -par **Maxime DUMINIL**
*Ancien professeur de l'Institut du Froid Industriel et du
Génie Climatique, au CNAM
Ancien Professeur à l'École Centrale de Paris
Vice-Président de l'Association Française du Froid (AFF)*
- [3] Analyse de fonctionnement des installations frigorifiques - par
Youssef MANDIANG Ecole Supérieure Polytechnique
- [4] Calcul des chambres froides :bilan frigorifique simplifié
Choix des composants
par **H.-J.BREIDERT**
- [5] la page du frigoriste :
<http://froid.webhostme.com/manchette/physique.asp>

ANNEXE

ANNEXE A

TABLEAUX RELATIFS AU CHAPITRE 2

Tableau 2-1 : Écart supplémentaire de température $\Delta t'$ à prendre en compte pour les parois d'une chambre froide fortement ensoleillée (au 15 juillet, hémisphère nord).

Latitude	horizontale	Paroi							
		verticale							
		S	SE	E	NE	N	NW	W	SW
1. Surface moyennement claire en matériau brut type béton									
0°	8,5	1,6	2,3	4,1	4,9	5,2	4,9	4,1	2,3
10°	9,4	1,8	2,8	4,4	4,6	4,2	4,6	4,4	2,8
20°	10,1	1,9	3,5	4,9	4,5	3,2	4,5	4,9	3,6
30°	10,3	2,7	4,3	5,1	4,3	2,6	4,2	5,1	4,3
40°	10,2	3,8	5,0	5,2	3,9	2,4	3,9	5,2	4,9
50°	9,9	5,0	5,7	5,5	3,9	2,5	3,9	5,5	5,7
60°	9,3	6,0	6,3	5,6	3,8	2,6	4,0	5,7	6,3
70°	8,7	6,8	6,8	6,1	4,4	3,3	4,3	6,1	6,8
80°	8,7	7,3	7,2	6,9	6,2	5,9	6,2	6,9	7,2
90°	8,7	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0
2. Surface claire type métal									
0°	6,1	1,2	1,7	2,9	3,5	3,7	3,5	2,9	1,7
10°	6,7	1,3	2,0	3,2	3,3	3,0	3,2	3,1	2,0
20°	7,2	1,4	2,5	3,5	3,2	2,3	3,2	3,5	2,5
30°	7,4	1,9	3,0	3,7	3,0	1,9	3,0	3,6	3,0
40°	7,3	2,7	3,5	3,7	2,8	1,7	2,8	3,7	3,5
50°	7,1	3,6	4,1	3,9	2,8	1,8	2,8	3,9	4,1
60°	6,6	4,3	4,5	4,0	2,7	1,9	2,8	4,1	4,5
70°	6,2	4,8	4,9	4,4	3,1	2,3	3,1	4,3	4,9
80°	6,2	5,2	5,2	4,9	4,4	4,2	4,4	4,9	5,2
90°	6,2	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0

Tableau 2-2 : Coefficients de conduction thermique utile moyens λ de différents matériaux de construction.

Matériau	Masse volumique sèche (ρ) kg/m ³	Conductivité thermique utile (λ) W/m · K	Matériau	Masse volumique sèche (ρ) kg/m ³	Conductivité thermique utile (λ) W/m · K
1. PIERRES ET TERRE COMPRIMÉE²			1.5. Blocs de terre comprimée		
1.2. Pierres lourdes			2. TERRE CUITE		
- Granites	2 500 à 3 000	3,5	La masse volumique variant de 1 700 à 2 100 kg/m ³ , la conductivité thermique peut varier de 1,0 à 1,35 W/m · K ; les valeurs moyennes sont		
- Gneiss	2 400 à 2 700		1 800 à 2 000	1,15	
- Basaltes	2 800 à 3 000				
- Silix	2 600 à 2 800				
- Porphyres	2 400 à 2 600	2,9	Pour les terres cuites allégées de masse volumique inférieure à 1 700 kg/m ³ , on se reportera aux documents d'agrément ou d'Avis Technique.		
- Laves	2 100 à 2 400				
- Ardoise	2 700	2,1	3. BÉTONS		
1.3. Pierres calcaires			3.1. Bétons de granulats lourds siliceux, silico-calcaires et calcaires (granulats conformes aux spécifications de la norme NF P 18-301)		
- Pierres froides (marbre)	$\rho \geq 2 590$	2,9	3.11. Béton plein		
- Pierres dures	2 350 à 2 580	2,2	2 200 à 2 400		
- Pierres fermes	2 160 à 2 340	1,7	3.12. Béton caverneux		
- Pierres demi-fermes	1 840 à 2 150	1,4	1 700 à 2 100		
- Pierres tendres n° 3	1 650 à 1 840	1,05	Toutefois sur justification d'une composition calcaire d'au moins 50 % et d'une masse volumique inférieure à 1 900 kg/m ³ , on adoptera la valeur		
- Pierres tendres n° 2	1 470 à 1 640	0,95	1 650 à 1 900		
1.4. Grès et meulières			3.2. Bétons de granulats lourds de laitier de hauts fourneaux (granulats conformes aux spécifications de la norme NF P 18-302)		
Les caractéristiques des grès et des meulières sont considérées comme identiques à celles des pierres calcaires de mêmes masses volumiques.					
Les grès courants correspondent aux calcaires durs.					
Les meulières courantes correspondent aux calcaires fermes.					

Tableau 2-2 (suite).

Matériau	Masse volumique sèche (ρ) kg/m ³	Conductivité thermique utile (λ) W/m · K	Matériau	Masse volumique sèche (ρ) kg/m ³	Conductivité thermique utile (λ) W/m · K
Les conductivités thermiques données ci-dessous ne sont applicables qu'aux laitiers du Nord de la Lorraine (indice de basicité compris entre 1,2 et 1,4).			- avec sable léger, sans sable de rivière.....	1 000 à 1 200	0,46
3.21. Béton plein :			- Bétons caverneux et semi-caverneux		
- avec sable de rivière ou de carrière	2 200 à 2 400	1,4	Dosage en ciment inférieur ou égal à 250 kg/m ³ et masse volumique apparente des granulats en vrac inférieure à 350 kg/m ³ , ou comprise entre 350 et 550 kg/m ³ pour les bétons de masse volumique comprise entre 600 et 1 000 kg/m ³ :		
- avec laitier granulé (granulats conformes aux spécifications de la norme NF P 18-306).....	2 100 à 2 300	0,8	- avec sable léger, sans sable de rivière	800 à 1 000	0,33
3.22. Béton caverneux			- sans sable (léger ou de rivière) et ne nécessitant qu'un faible dosage en ciment.	600 à 800 inférieur à 600	0,25 0,20
Bétons comportant moins de 10 % de sable de rivière.....	1 600 à 2 000	0,7			
3.3. Bétons de granulats légers			<i>Remarque.</i> Les compositions de béton indiquées ci-dessus sont données à titre indicatif ; en cas de non correspondance entre la composition et la masse volumique sèche, on ne tiendra compte, pour fixer la conductivité thermique utile du béton, que de la masse volumique sèche.		
3.31. Béton de pouzzolane ou de laitier expansé à structure caverneuse			3.4. Bétons de granulats très légers		
Granulats conformes aux spécifications des normes NF P 18-307 et 18-308.			3.41. Béton de perlite ou de vermiculite grade 3 (de 3 à 6 mm) coulé en place :		
Masse volumique apparente des granulats en vrac 750 kg/m ³ environ :			dosage : 3/1	600 à 800	0,31
- avec éléments fins ou sable	1 400 à 1 600	0,52	dosage : 6/1	400 à 600	0,24
- sans éléments fins, ni sable	1 200 à 1 400	0,44	3.42. Plaques de béton de vermiculite fabriquées en usine.....	400 à 450	0,19
3.32 Béton de cendres volantes frittées			3.5. Bétons cellulaires traités à l'autoclave		
Masse volumique apparente des granulats en vrac 650 kg/m ³ environ.	1 000 à 1 200	0,35	Masse volumique nominale : 800	775 à 825	0,33
3.33. Béton de ponce naturelle			750	725 à 775	0,29
Masse volumique apparente des granulats en vrac 600 kg/m ³ environ.	950 à 1 150	0,46	700	675 à 725	0,27
3.34. Béton d'argile expansée ou de schiste expansé			650	625 à 675	0,24
Granulats conformes aux spécifications de la norme NF P 18-308.			600	575 à 625	0,22
- Béton de structure.			550	525 à 575	0,20
Dosage en ciment égal ou supérieur à 300 kg/m ³ et masse volumique apparente des granulats en vrac comprise entre 350 et 550 kg/m ³ ou supérieure à 550 kg/m ³ :			500	475 à 525	0,18
- avec sable de rivière, sans sable léger.....	1 600 à 1 800	1,05	450	425 à 475	0,17
- avec sable de rivière et sable léger	1 400 à 1 600	0,85	400	375 à 425	0,16
- Bétons, isolants et porteurs »			3.6. Bétons de bois		
Dosage en ciment égal ou supérieur à 300 kg/m ³ et masse volumique apparente des granulats en vrac comprise entre 350 et 550 kg/m ³ :			3.61. Béton de copeaux de bois (conforme aux documents d'Agrément ou d'Avis Technique)....	450 à 650	0,16
- avec sable léger et au plus 10 % de sable de rivière.....	1 200 à 1 400	0,70	3.62. Plaques de béton de fibres de bois fabriquées en usine (fibragglos)	450 à 550	0,15
				350 à 450	0,12
				250 à 350	0,10

Tableau 2-2 (suite).

Matériau	Masse volumique sèche (ρ) kg/m ³	Conductivité thermique utile (λ) W/m · K	Matériau	Masse volumique sèche (ρ) kg/m ³	Conductivité thermique utile (λ) W/m · K
4. MORTIERS D'ENDUITS ET DE JOINTS	1 800 à 2 100	1,15	- Feuillus légers (tilleul, bouleau, érable, frêne, chêne, hêtre tendre). Masse volumique « normale » 500 à 650 kg/m ³	450 à 600	0,15
5. AMIANTE-CIMENT ET AMIANTE-CIMENT CELLULOSE			- Résineux mi-lourds (pin sylvestre, pin maritime). Masse volumique « normale » 500 à 600 kg/m ³	450 à 550	0,15
5.1. <i>Amiante-ciment</i>	1 800 à 2 200	0,95	- Résineux légers (sapin, épicéa) ou très légers (cèdre rouge de l'ouest). Masse volumique « normale » 350 à 500 kg/m ³	300 à 450	0,12
	1 400 à 1 800	0,65	- Feuillus très légers (peuplier, okoumé). Masse volumique « normale » 350 à 500 kg/m ³	300 à 450	0,12
5.2. <i>Amiante-ciment-cellulose</i>	1 400 à 1 300	0,46	7.2. Bois naturels spéciaux		
	1 000 à 1 400	0,35	- Balsa	60 à 120	0,052
6. PLÂTRES			- Bois lourds	800 à 1 000	0,29
6.1. <i>Plâtres sans granulats</i>			7.3. Panneaux de fibres de bois définis conformément au projet de norme B 51-100		
- Plâtre « gaché serré » ou « très serré » (plâtre de très haute dureté (THD) et plâtre projeté)	1 100 à 1 300	0,50	- Panneaux « durs » et « extra-durs »	850 à 1 000	0,20
- Plâtre courant d'enduit intérieur (plâtre fin de construction (PFC) ou plâtre gros de construction (PGC) ou plaques de plâtres à parement de carton « standard » et « haute dureté » ou éléments préfabriqués en plâtre à parements lisses	750 à 1 000	0,35	- Panneaux « tendres » dits aussi « isolants »	200 à 250	0,058
6.2. <i>Plâtres avec granulats légers ou fibres minérales</i>			- Panneaux « tendres spéciaux » asphaltés dans la masse, dits aussi « isolants spéciaux »	250 à 300	0,065
- Plaques de plâtre à parement de carton « spéciales feu » et plaques de plâtre armées de fibres minérales	800 à 1 000	0,35	7.4. Panneaux de particules ligno-cellulosiques agglomérées, définis conformément à la norme NF B 54-100		
- Plâtre d'enduit avec perlite tout venant ou vermiculite grade 2 (de 1 à 2 mm) :			7.41. Panneaux de particules de bois pressés à plat		
- 1 volume pour 1 de plâtre	700 à 900	0,30	Masse volumique nominale :		
- 2 volumes pour 1 de plâtre	500 à 700	0,25	700 à 800	650 à 750	0,17
7. VÉGÉTAUX			600 à 690	550 à 640	0,14
On caractérise généralement les végétaux par leur densité « normale » ou « nominale », qui est la masse volumique du matériau sec à l'air, correspondant pour les bois naturels à une humidité de 15 % en masse (définition et détermination obtenues suivant les spécifications des normes B 51-002 et B 51-004).			500 à 590	450 à 540	0,12
<i>Cette densité est donc plus élevée que la masse volumique sèche indiquée dans la 2^e colonne.</i>			400 à 490	360 à 404	0,10
7.1. Bois naturels définis conformément à la norme NF B 51-002 :			7.42. Panneaux de particules de bois extrudés		
- Feuillus mi-lourds (chêne, hêtre dur, frêne, fruitiers).			Masse volumique nominale 600 à 700	550 à 650	0,16
Masse volumique « normale » 650 à 800 kg/m ³	600 à 750	0,23	7.43. Panneaux de particules de lin		
- Résineux très lourds (pitchpin).			Masse volumique nominale :		
Masse volumique normale supérieure à 700 kg/m ³	600 à 750	0,23	600	500 à 600	0,12
			500	410 à 500	0,10
			400	320 à 410	0,085
			300	230 à 320	0,073
			7.5. Panneaux contreplaqués et lattés définis conformément aux normes NF B 50-004 et 54-150. On adoptera comme caractéristiques de ces panneaux celles des bois de même masse volumique. Ceci conduit pour les fabrications courantes aux valeurs suivantes :		

Tableau 2-2 (suite).

Matériau	Masse volumique sèche (ρ) kg/m ³	Conductivité thermique utile (λ) W/m · K
- panneaux en pin maritime ou pin d'Orégon	450 à 550	0,15
- panneaux en okoumé ou peuplier	350 à 450	0,12
7.6. Paille comprimée	300 à 400	0,12
8. MATIÈRES SYNTHÉTIQUES COMPACTES, MASTICS ET PRODUITS D'ÉTANCHÉITÉ		
8.1. <i>Matières synthétiques compactes d'usage courant dans le bâtiment :</i>		
Caoutchoucs synthétiques	1 300 à 1 500	0,4
Formo-phénoliques	1 000 à 1 500	
Polyamides (nylon, rilsan...)	1 000 à 1 150	
Polyesters	1 400 à 1 700	
Polyéthylènes	900 à 1 000	
Polyméthacrylates de méthyle (altuglass, plexiglass...)	1 200 à 1 300	0,2
Polychlorures de vinyle	1 300 à 1 400	
8.2. <i>Mastics pour joints et garnitures d'étanchéité (silicones, polyuréthanes, polysulfures, acryliques)</i>	1 000 à 1 650	0,4
8.3. <i>Produits d'étanchéité</i>		
8.31. Asphalte pur	2 100	0,70
Asphalte sablé		1,15
8.32. Bitume		
Cartons feutres et chapes souples imprégnées	1 000 à 1 100	0,23
9. MÉTAUX		
Fer pur	7 870	72
Acier	7 780	52
Fonte	7 500	56
Aluminium	2 700	230
Duralumin	2 800	160
Cuivre	8 930	380
Laiton	8 400	110
Piomb	11 340	35
Zinc	7 130	112
10. VERRE		

Tableau 2-3 : Coefficients de conduction thermique utiles moyens λ de différents isolants.

Matériau	Masse volumique sèche (ρ) kg/m ³	λ W/m · K
Polystyrène expansé obtenu par moulage		
classe I (qualité Q 1)	9 à 13	0,044
classe II (qualité Q 2 et Q 2F)	13 à 16	0,042

Tableau 2-3 (suite).

Matériau	Masse volumique sèche (ρ) kg/m ³	λ W/m · K
classe III (qualité Q 3 et Q 3F)	16 à 20	0,039
classe IV (qualité Q 4 et Q 4F)	20 à 25	0,039
classe V (qualité Q 5 et Q 5F)	25 à 35	0,037
<i>moulé en continu par voie humide</i>		
	11 à 16	0,042
	16 à 20	0,038
	25 à 35	0,036
<i>moulé en continu par voie sèche</i>		
	12 à 15	0,041
	15 à 20	0,038
	20 à 25	0,036
	25 à 35	0,036
Polystyrène extrudé		
plaques sans peau de surface	28 à 32	0,035
plaques avec peau de surface	30 à 35	0,029
	35 à 40	0,029
Mousse rigide à base de polychlorure de vinyle		
classe I	25 à 35	0,031
classe II	35 à 48	0,034
Mousse rigide à base de polyuréthane		
plaques et blocs expansés en continu	30 à 40	0,029
blocs expansés en discontinu	30 à 40	0,030
	40 à 60	0,033
Mousse formo-phénolique		
fabrication de l'usine de Vendin-le-Vieil	30 à 35	0,037
	35 à 45	0,037
	55 à 65	0,040
	65 à 85	0,042
autres fabrications	30 à 100	0,044
Autres matières plastiques alvéolaires		
	10 à 60	0,046
Fibres minérales		
panneaux semi-rigides et matelas de feutres souples, en laine de roche ou de verre, d'usage courant dans le bâtiment	20 à 300	0,041
Verre cellulaire		
	120 à 130	0,050
	130 à 140	0,055
	140 à 180	0,053
Vermiculite		
en plaques agglomérées aux silicates	400 à 500	0,19
	300 à 400	0,14
	200 à 300	0,10
Perlite expansée		
en plaques agglomérées avec un liant bitumineux	170 à 190	0,058

Tableau 2-3 (suite).

Matériau	Masse volumique sèche (ρ) kg/m ³	λ W/m · K
Liège comprimé	500	0,10
expansé pur	100 à 150	0,043
expansé aggloméré au brai	150 à 250	0,048
ou aux échines synthétiques	100 à 150	0,043

Tableau 2-4 : Résistances thermiques superficielles $1/h_i$ et $1/h_e$ en m² · K/W des parois d'une chambre froide.

Côté externe de la paroi	$1/h_e$	Côté interne de la paroi	$1/h_i$
Cas où il est en contact avec l'air extérieur	0,03	Cas d'une chambre froide en ventilation mécanique	0,06
Cas où il est en contact avec un autre local	0,12	Cas d'une chambre froide en ventilation naturelle	0,12

Tableau 2-5 : Coefficient de transmission thermique K d'une paroi type sandwich composée d'une âme en mousse rigide de polyuréthane et de deux revêtements métalliques.

Épaisseur d'isolant mm	Coefficient K W/m ² · K	Écart de température conseillé K	Utilisation jusqu'à environ °C
50	0,39	20	- 4
75	0,26	34	- 10
100	0,19	45	- 20
125	0,15	56	- 30
150	0,13	70	- 45

Tableau 2-6 : Coefficient de transmission thermique K d'une porte isolante de chambre froide composée d'une âme en mousse rigide de polyuréthane et de deux faces métalliques.

Épaisseur d'isolant mm	Coefficient K W/m ² · K	Épaisseur d'isolant mm	Coefficient K W/m ² · K
60	0,32	160	0,12
80	0,24	180	0,11
100	0,19	200	0,10

Tableau 2-7 : Coefficient de transmission thermique K de skydômes.

Type de skydome	Coefficient K en W/m ² · K
A double coupole	3,5
A triple coupole	2,5

Tableau 2-12 : Durée moyenne de transit de différents types de marchandises entreposées en chambre froide.

Type de porte	Type de marchandise	\bar{d}_t min/t
Porte à ouverture manuelle	Cas de la viande animale sur pendoir	15
	Cas des marchandises palettisées	6
Porte automatique commandée	Cas de la viande animale sur pendoir	1
	Cas des marchandises palettisées	0,8

Tableau 2-13 : Densités d'entreposage de différentes marchandises (se reporter également au tableau 2-14).

Marchandise concernée	d_s kg/m ³	Conditionnement
Amandes décortiquées	500	sacs
non décortiquées	350	sacs
Bananes	250	régimes
	300	caisses bois
Beurre	650	tonnelets
	1 000	cartons
Bière	600	fûts
	650	caisses
Cacao	450	sacs
Cacaahuètes, décortiquées	400	sacs
non décortiquées	250	sacs
Café, décortiqué	500	sacs
non décortiqué	450	sacs
Céréales	650	en vrac
Coquillages	400	boîtes
Farine	700	sacs
Fromage	500	caisses
Fruits exotiques	350	caisses
Graisse animale	900	caisses
Haricots	600	sacs
	700	en vrac
Huile	650	tonneaux
Lait	800	caisses
Lard salé	650	tonneaux
Lentilles	600	sacs
Macaronis	200	caisses
Mais	700	sacs
Malt	400	tonneaux
	650	sacs
Mandarines	450	caisses
Miel	900	tonneaux
Œufs	350	caisses
jaune d'œuf	600	tonneaux
jaune d'œuf congelé	1 000	bidons
Oignons	450	sacs
Oranges	400	caisses
Pain	250	en vrac
Petits pois	700	sacs
Poivre	400	sacs

Tableau 2-13 (suite).

Marchandise concernée	d_e kg/m ³	Conditionnement
Poisson, en saumure	350	tonneaux
harengs	800	tonneaux
morue salée	600	caisses
sardines	900	tonneaux
Pommes	350	caisses
Pommes de terre	400	sacs
	700	en vrac
Pruneaux	600	caisses
	800	en vrac
Pain secs	600	caisses
Raves	600	en vrac
Rhum	550	fûts
Riz	700	sacs
Saindoux	550	seaux
Soja, graines de	800	sacs
Sucre	750	sacs
Suif	500	tonneaux
Tabac	250	balles
	350	tonneaux
Tripes	500	tonneaux
Viande réfrigérée, sur pendoir	350	en vrac
salée	650	boîtes
séchée	650	balles
Viande congelée		
de bœuf	300	en vrac
de mouton	300	en vrac
de porc	350	en vrac
Vin	400	tonneaux
	650	cubitainers

Tableau 2-14 : Densités d'entreposage de conserves et pâtisseries en chambre froide.

Marchandise concernée	d_e kg/m ³	Conditionnement
Baies diverses	450	expresso
Carottes, en dés	420	expresso
Cerises	450	expresso
Chou	610	expresso
Chou-fleur, inflorescences	330	expresso
Compote de pommes	670	expresso
Concombres, en rondelles	500	expresso
Desserts	155	carton et feuille alu
Épinards	610	expresso
Gâteaux, type madeleines	240	carton et feuille alu
secs	100	sachets
à la crème	70	cartons
Haricots verts	370	expresso
Légumes, jardinières de	420	expresso
Levure boulangère	260	sachets
Petits pois	440	expresso

Tableau 2-14 (suite).

Marchandise concernée	d_e kg/m ³	Conditionnement
Plats cuisinés	175	assiettes à trois compartiments
	325	assiettes à un seul compartiment
Tomates, en rondelles	500	-

Tableau 2-15 : Coefficient d'occupation du sol d'une chambre froide en fonction du type d'entreposage des marchandises.

Type d'entreposage	η_o
Entreposage de marchandises réfrigérées palettisées à faible rotation	0.65...0.70
Entreposage de marchandises réfrigérées palettisées à rotation rapide	0.45...0.50
Entreposage de marchandises congelées palettisées à faible rotation	0.75...0.80
Entreposage de marchandises congelées palettisées à rotation rapide	0.50...0.60

Tableau 2-16 : Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité moyenne dans une chambre froide.

Température de la chambre froide °C	Quantité de chaleur dégagée par personne et unité de temps q_p W
(20)	(180)
(15)	(200)
10	210
5	240
0	270
- 5	300
- 10	330
- 15	360
- 20	390
- 25	420

Tableau 2-17 : Température de transfert de différentes denrées, c'est-à-dire le plus souvent température d'introduction dans une chambre froide.

Denrée concernée	Température de transfert °C	Augmentation admissible de température K
<i>Denrées à basse température de congélation</i>		
Crème glacée	- 26	3
Denrées diverses	- 18	3
Jus de fruit concentré	- 20	3
Poisson	- 18	3
<i>Denrées à température de congélation moyenne</i>		
Beurre	- 14	3
Denrées diverses	- 10	3
Gibier	- 12	3
Graisse	- 14	3
Jaune d'œuf	- 12	3
Viande		
nette	- 10	3
5 ^e quartier, abats	- 12	3
Volaille	- 12	3
<i>Denrées réfrigérées</i>		
Beurre	+ 6	
Gibier	+ 4	
Lait		
frais, pasteurisé	+ 4	
industriel	+ 6	
Lapin	+ 4	
Poisson	+ 2	
Produits laitiers	+ 4	
Viande		
nette	+ 7	
5 ^e quartier, abats	+ 3	
Volaille	+ 4	

Tableau 2-18 : Enthalpie massique en kJ/kg de denrées entreposables en chambre froide.

Denrée	Température en °C										
	-30	-25	-20	-18	-15	-12	-10	-8	-5	-3	-1
Beurre			0	4,2	10,9	17,6	22,6	27,6	36,8	45,2	84
Fromage											
à pâte								1,3	5,4	11,3	16,7
blanc							0	10,5	32,7	49,8	139
Fruits et baies											
abricots, cerises, raisin etc			0	7,5	20,5	36,4	49,8	66,6	116	203	233
autres fruits			0	6,7	17,2	29,7	39,4	51,1	83	139	268
au sirop (2 parts fruits et 1 sirop à 40 %)			0	8,0	21,3	36,8	49,4	64,9	108	180	244
au sirop (3 parts fruits et 1 sirop à 40 %)			0	10,0	33,1	46,9	63,6	85,8	147	173	180
Glace alimentaire	- 29,7	- 18,4	0	10,0	28,9	50,2	66,1	95,5	153	225	233
Lait											
condensé							0	4,2	10,9	15,1	19,7
écrémé							0	12,6	37,7	57,4	157
fermenté											
Œufs											
en coquille			0	4,2	10,5	17,6	22,6	28,5	41,4	228	234
jaune/blanc mélangés			0	4,6	11,3	18,4	24,3	31,0	44,8	63,2	142
Pain blanc			0				29,3		75,4		
Poisson											
filets de			0	5,4	14,6	25,5	34,7	45,6	67,0	94	225
gras			0	5,0	14,2	24,3	32,7	42,3	61,5	85	200
maigre			0	5,0	14,2	24,7	33,5	43,5	64,1	89	212
Viande											
abats			0	5,0	13,8	24,3	33,1	43,1	62,8	88	204
bœuf et volaille			0	4,6	13,0	22,2	30,1	39,4	57,4	80	186
désossée			0	5,0	13,4	23,4	31,4	41,0	59,9	83	194
mouton			0	4,6	12,6	21,8	29,7	38,5	55,7	77	180
porc			0	4,6	12,1	21,4	28,9	37,7	54,4	74	170

Tableau 2-18 (suite).

Denrée	Température en °C											
	0	1	3	5	7	10	12	15	17	20	25	30
Beurre	93	95,5	102	108	115	126	134	147	156	172		
Fromage												
à pâte	19,7	22,2	28,0	33,5	39,4	47,7	53,2	61,5	67	75,8	89,6	104
blanc	246	249	256	263	270	281	288	298	306	316	334	352
Fruits et baies												
abricots, cerises, raisin etc	236	240	247	254	261	272	279	290	297	307	325	
autres fruits	272	275	283	291	298	309	317	328	336	347	366	
au sirop (2 parts fruits et 1 sirop à 40 %)	247	251	258	265	272	283	290	301	308	318	336	
au sirop (3 parts fruits et 1 sirop à 40 %)	182	186	192	198	205	216	220	230	-	245	261	
Glace alimentaire	236	240	247	254	260	271	275	289	295	305		
Lait												
condensé	21,8	23,9	28,5	32,7	36,8	43,5	47,7	54,4	59	65,3	76,2	87
écrémé	291	294	303	310	318	330	338	350	358	370	390	410
fermenté	0	3,8	11,7	19,7	27,6	39,4	47,3	59	67	78,7	98,4	118
Œufs												
en coquille	237	240	247	253	259	269	275	285	291	300	316	
jaune/blanc mélangés	264	267	274	281	288	298	305	316	322	333	350	
Pain blanc	121					146						
Poisson												
filets de	282	285	291	300	307	318	326	337	344	355	373	
gras	249	253	260	266	273	283	290	301	307	317	354	
maigre	266	270	277	283	291	301	308	319	326	336	354	
Viande												
abats	261	265	272	279	285	296	303	314	321	-	349	366
bœuf et volaille	232	236	242	248	255	265	271	280	287	297	313	329
désossée	243	246	253	260	266	276	283	293	299	309	326	342
mouton	224	227	234	240	246	255	262	271	278	287	303	319
porc	212	215	221	227	233	242	248	257	263	273	288	314

Tableau 2-19 : Teneur en eau, point de congélation haut, capacité thermique massique et chaleur latente de congélation de différentes denrées.

Denrée	Teneur en eau %	Point de congélation haut °C	Capacité thermique massique en kJ/kg · K		Chaleur latente de congélation kJ/kg
			avant congélation	après congélation	
Abricots	85,4	-1,05	3,68	1,93	283
Ail séché	61,3	-2	2,89	1,67	207
Airelles		-2,97			
Ananas, immatures		-1			
matures	85,3	-1,1	3,68	1,88	283
Artichauts, communs	83,7	-1,22	3,64	1,88	279
variété « Jérusalem »	79,5	-2,5	3,47	1,84	265
Asperges	94	-1	3,94	2,01	314
Aubergines	92,7	-0,78	3,94	2,01	307
Babeurre	87		3,77		
Bacon	20		2,3	1,3	9,4
Baies, en général	86		3,81	2,1	293
Bananes	74,8	-1	3,47	1,76	251
Betteraves	87,6	-1,05	3,85	1,93	293
Beurre	15,5	-5,55	2,3	1,42	197
Bière	90	-2,22	3,81		300
Brocolis	89,9	-0,61	3,85	1,97	302
Cacao, en poudre	0,5			2,10	
Café, vert	10		1,26	1	33
Carottes					
immatures avec fanes	88,2	-1,39	3,77	1,93	293
matures sans fanes	83	-1,35	3,77	1,93	276
Cassis	82,9	-1,28	3,6	1,88	274
Caviar	60		2,85	1,59	201
Céleri, en branches	92	-1,07	3,94	1,97	310
en feuilles	93,7	-0,5	3,98	2,01	313
tubérosités	88,3	-0,94	3,94	1,93	293
Céréales, sèches	0...28		1,26...2,26		
Cerises	82	-2	3,64	1,84	276
Champignons, de Paris	91,1	-0,89	3,89	1,97	302
Châtaignes		-4,6			
Chocolat	1,6		3,18		84...126
Choux de Bruxelles	84,9	-0,83	3,68	1,93	283
Chou-fleur	91,7	-1,06	3,89	1,97	307
Chou frisé	86,6	-0,5	3,73	1,93	288
Chou-navet	91	-1,05	3,89	1,97	302
Chou pommé	91	-0,6	3,89	1,97	306
Chou-rave	90,1	-1	3,85	1,97	297
Citrons	85	-1,45	3,81	1,93	285
Citrouille	90,5	-0,83	3,85	1,97	302
Coings	85,3	-2	3,68	1,88	283
Concombres	96	-0,6	4,06	2,05	318
Coquillages	77		3,39	1,8	259
Crème	59		2,8	1,59	197

Tableau 2-19 (suite).

Denrée	Teneur en eau %	Point de congélation haut °C	Capacité thermique massique en kJ/kg · K		Chaleur latente de congélation kJ/kg
			avant congélation	après congélation	
Crème Chantilly	72,5		3,27	1,76	242
Crème glacée	65		3,27	1,88	209
Crevettes	77		3,39	1,8	260
Dattes	20	-15,7	1,51	1,09	67
Dattes-prunes	78,2	-2,16	3,52	1,8	260
Endives	93,3	-0,06	3,94	2,01	307
Épinards	92,7	-0,75	3,94	2,01	307
Érable, sirop d'	35,5		2,01	1,3	118
Farine	13		1,84		
Figuues, fraîches	78	-2,45	3,43	1,8	260
séchées	24		1,63	1,13	79
Fleurs, coupées		-1			
oignons à	91		3,89	2,01	306
Fraises	89,9	-1,16	3,89	1,93	300
Fraises des bois	87,4	-0,89	3,77	1,83	288
Framboises	84,1	-0,88	3,64	1,88	281
Fromage					
à pâte	50...35		2,51...1,88	1,67...1,26	176...109
blanc	80		2,93	1,88	268
Fruits, en général	84	-2	3,64	1,97	281
en gelée	36		2,01		
secs	30		1,76	1,13	100
Glace d'eau et artificielle	100	0	4,19	2,1	335
Gombo, cosses de	89,8	-1,83	3,85	1,93	297
Goyave	83		3,6		
Grenades		-3			
Groseilles	84,7	-1	3,72	1,88	279
à maquereau	88,9	-1,73	3,85	1,93	301
Haricots verts	88,9	-1	3,85	1,97	297
variété Lima	66,5	-0,56	3,35	1,67	218
Homard	77		3,39	1,8	260
Huile alimentaire	0		1,67	1,47	
Huitres	80	-2	3,47	1,84	262
Jambon, frais	54		2,64	1,51	179
salé	45		2,34	1,33	149
Jus, en général	89		3,81	1,97	297
Lait					
entier	88	-0,56	3,85	1,93	293
entier condensé	28		1,76		93
entier concentré et sucré	74		3,01		247
en poudre	2,6		1,46		9
Lard	20		1,8	1,21	71
Légumes, en général	88	-1,4	3,77	1,93	295
secs	20		1,51	1,09	67
graines de	12		1,21	0,96	40,2
Levure de boulanger	70,9		3,22	1,72	237
Limons	86	-1,61	3,73	1,93	283
Maïs, immature	73,9	-1	3,31	1,76	246

Tableau 2-19 (suite).

Dénrée	Teneur en eau %	Point de congélation haut °C	Capacité thermique massique en kJ/kg · K		Chaleur latente congélation kJ
			avant congélation	après congélation	
Mandarines	87,3	-1,05	3,77	1,93	291
Mangues	81,4	-0,94	3,56	1,84	272
Margarine	15,5		1,97	1,26	126
Marrons		-4,6			
Melons, en général	90	-1	3,89	1,97	301
variété cantaloup	92	-1,17	3,89	2,01	307
variété casaba	92,7	-1,05	3,94	2,01	307
Miel	18		1,46	1,09	60
Mirabelles	87		3,81	1,97	293
Moules	78		3,35	1,67	261
Mûres	84,8	-1,2	3,68	1,93	293
Myrtilles	82,3	-1,28	3,6	1,88	274
Nectarines	85	-0,89	3,68	1,93	251
Noisettes	6	-6,5	1,05	0,92	21
Noix	6	-6,5	1,05	0,92	21
Noix de coco	46,9	-0,89	2,43	1,42	156
Œufs	70	-1	3,18	1,67	226
blanc d'œuf		-0,45			
blanc d'œuf, flocons de	14		1,3	1	46
jaune d'œuf		-0,54			
poudre d'œuf	6,5		1,09	0,92	26
Oignons comestibles	87,5	-1,2	3,77	1,93	288
de fleurs			3,89	2,01	306
Olives vertes	75,2	-1,2	3,35	1,76	251
Oranges	84		3,85	1,84	285
jus d'orange	89		3,81	1,97	297
Pain de froment	34/32		2,93	1,42	106
de seigle	40/37		2,93	1,42	123
Pampelmousses	88,8	-1,11	3,81	1,93	293
Panais	78,6	-0,89	3,52	1,84	260
Papayes	90,8	-0,89	3,43	1,97	302
Paprika			3,94		
Pastèques	92,1	-1	4,06	2,01	307
Patates douces	58,5	-1,28	3,14	1,67	225
Pâte			1,88		
Pêches	87	-1,1	3,77	1,93	293
Persil	85,1	-1,11	3,68	1,88	283
Petits pois	74,3	-1,09	3,31	1,76	246
Poires	82,7	-1,7	3,77	1,88	274
Poireaux	85,4	-0,72	3,77	1,93	293
Poisson					
maigre à gras	85...62	-2,22	3,6...2,93	1,88...1,59	283...206
fumé			3,1	1,63	214
séché			2,26	1,42	151
Poivre					
fruit du poivrier	92,4	-0,72	3,94		
sec	12		1,26	1	39,4

Tableau 2-20 (suite).

Denrée	q_{resp} en kJ/t · h à		
	0 °C	10 °C	20 °C
Citrons	28	103	178
Cornichons	84	192	555
Épinards	248	921	2 774
Fraises	134	506	865
Framboises	265	810	2 093
Groseilles			
noires	94	523	1 605
rouges	58	270	893
Groseilles à maquereau	59	181	921
Haricots			
verts	279	663	1 745
variété « Lima »	84	419	1 165
Mais, épis de	314	558	2 233
Melons	56	147	370
Mirabelles	63	310	656
Mûres	195	810	1 675
Noisettes	8	31	45
Noix	8	31	45
Oignons	250	712	2 195
Oranges	31	98	241
Pamplemousses	31	82	173
Paprika	100	310	429
Pêches	59	281	541
Petits pois	384	768	2 041
Poireaux d'hiver	153	935	1 902
Poires			
précoces	42	184	768
tardives	31	158	628
Poivre	131	344	463
Pommes			
précoces	53	175	356
tardives	31	89	206
Pommes de terre	75	91	143
Prunes	68	366	680
Quetsches	49	295	621
Radis	192	345	1 029
Raifort, sans fanes	84	206	576
Raisin			
américain	30	119	243
européen	21	-	-
Rhubarbe	125	235	610
Salade, feuilles de	237	614	2 058
Tomates			
vertes	28	125	331
mûres	58	125	323

Tableau 2-21 : Nombre et durée des périodes de dégivrage à prévoir pour différentes chambres froides et meubles frigorifiques.

Type de chambre froide ou de meuble frigorifique		Nombre et durée de périodes de dégivrage en min/d
Groupe I	Chambre froide de produits congelés	} 2 × 60 min/d
	Chambre froide sans chauffage	
	Meuble îlot	
	Armoire frigorifique	
	Présentoir frigorifique à viande en air recyclé sans chauffage	
Groupe II	Présentoir frigorifique à pâtisserie à ventilation naturelle	} 4 × 20 min/d
	Resserre à viande	
	Séchoir à saucissons	
Groupe III	Chambre de saumurage	} 3 × 20 min/d
	Chambre de maturation (fromage)	
	Chambre froide à produits laitiers	
	Chambre froide à fruits et légumes	

Tableau 2-19 (suite).

Dénrée	Teneur en eau %	Point de congélation haut °C	Capacité thermique massique en kJ/kg K		Chaleur latente de congélation kJ/kg
			avant congélation	après congélation	
Pommes	84.1	-2	3.85	1.88	281
Pommes de terre					
nouvelles	81.2	-0.61	3.56	1.84	270
de saison	76	-1.5	3.43	1.8	255
Prunes, fraîches	82.3	-1.2	3.68	1.88	274
Quetsches	82.3	-1.2	3.68	1.88	274
Raifort	93.6		3.98	2.01	311
Raisin					
américain	81.9	-1.28	3.6	1.84	270
européen	81.6	-2.16	3.6	1.84	270
Rhubarbe	94.9	-1.5	4.2	2.01	311
Saindoux	0.7		2.3	1.87	121-146
Salade en feuilles	94.8	-0.3	4.02	2.01	316
Saucisse fumée	60		2.85	1.59	290
Saucisson de garde	60		2.85	1.59	290
Sucre	0.1		1.42		
Suif	12		1.26	1	39.1
Tomates					
immatures	93	-0.56	3.98	2.01	311
matures	94.1	-0.7	3.94	2.05	314
Viande					
en général, maigre à gras	77...40	-1.5	3.18...2.1	1.76-1.42	251-167
agneau, maigre à gras	70...60	-1.5	3.18...2.85	2.13...1.59	232...200
bœuf, maigre à gras	77...62	-1.5	3.52...2.93	1.8...1.59	255...207
foie, congelé	70	-1.7		1.72	232
gibier	74		3.35	1.87	247
lapin	68		3.1	1.67	228
mouton	67...50	-1.5	3.06...2.55	1.72...1.47	222...167
porc	46...39	-1.5	2.3...1.93	1.38...1.25	146...137
veau, maigre à gras	70...64	-1.5	3.16...2.97	1.72...1.63	232...214
volaille, maigre à gras	74	-2.8	3.18...3.1	1.76...1.67	247

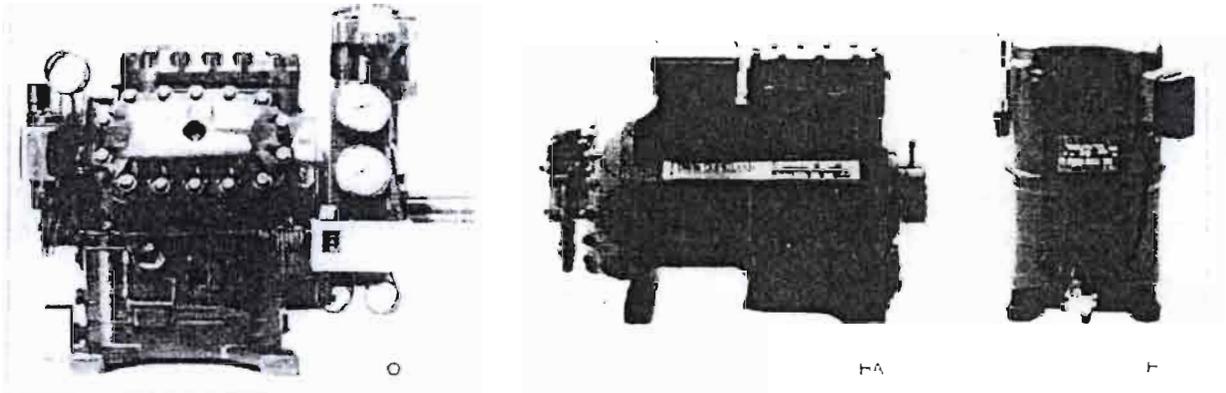
Tableau 2-20 : Chaleur massique de respiration q_{resp} de différentes denrées (fruits et légumes).

Dénrée	q_{resp} en kJ/t · h à		
	0 °C	10 °C	20 °C
Abricots	54	293	572
Ail	68	220	475
Airelles	33	66	112
Ananas, mûrs	89	229	300
Asperges	206	516	1 117
Bananes			
en phase de maturation		283	447
matures		337	698
Betteraves	108	345	628
Carottes			
avec fanes	101	168	412
sans fanes	164	318	1 000
Céleri	73	250	475

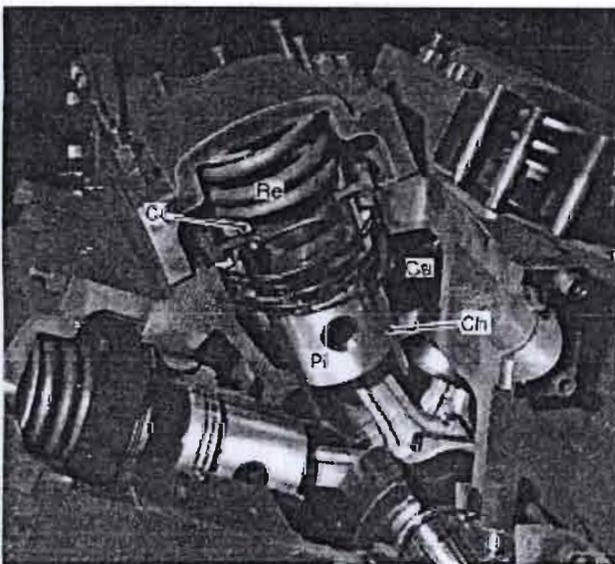
Tableau 2-20 (suite).

Dénrée	q_{resp} en kJ/t · h à		
	0 °C	10 °C	20 °C
Cerises			
douces	61	286	535
amères	63	312	598
Champignons	384	820	2 006
Chou blanc, tardif	70	153	394
Chou de Bruxelles	213	691	1 727
Chou de Milan	181	576	1 378
Chou-fleur	181	433	1 211
Chou frisé	100	241	510
Chou-navet	54	153	377
Chou rave, sans fanes	80	206	353
Chou rouge			
précoce	91	255	579
tardif	58	119	370

ANNEXE B

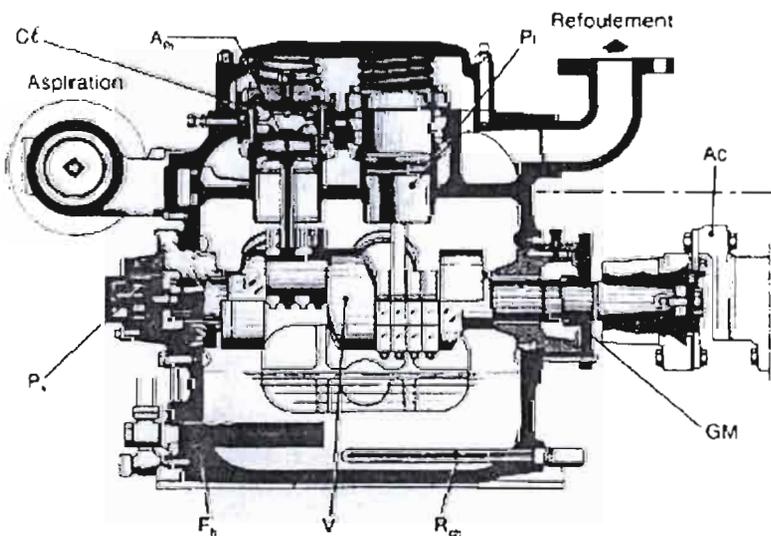


Trois technologies de construction des compresseurs (Oouvert O, semi hermétique HA et hermétique H)



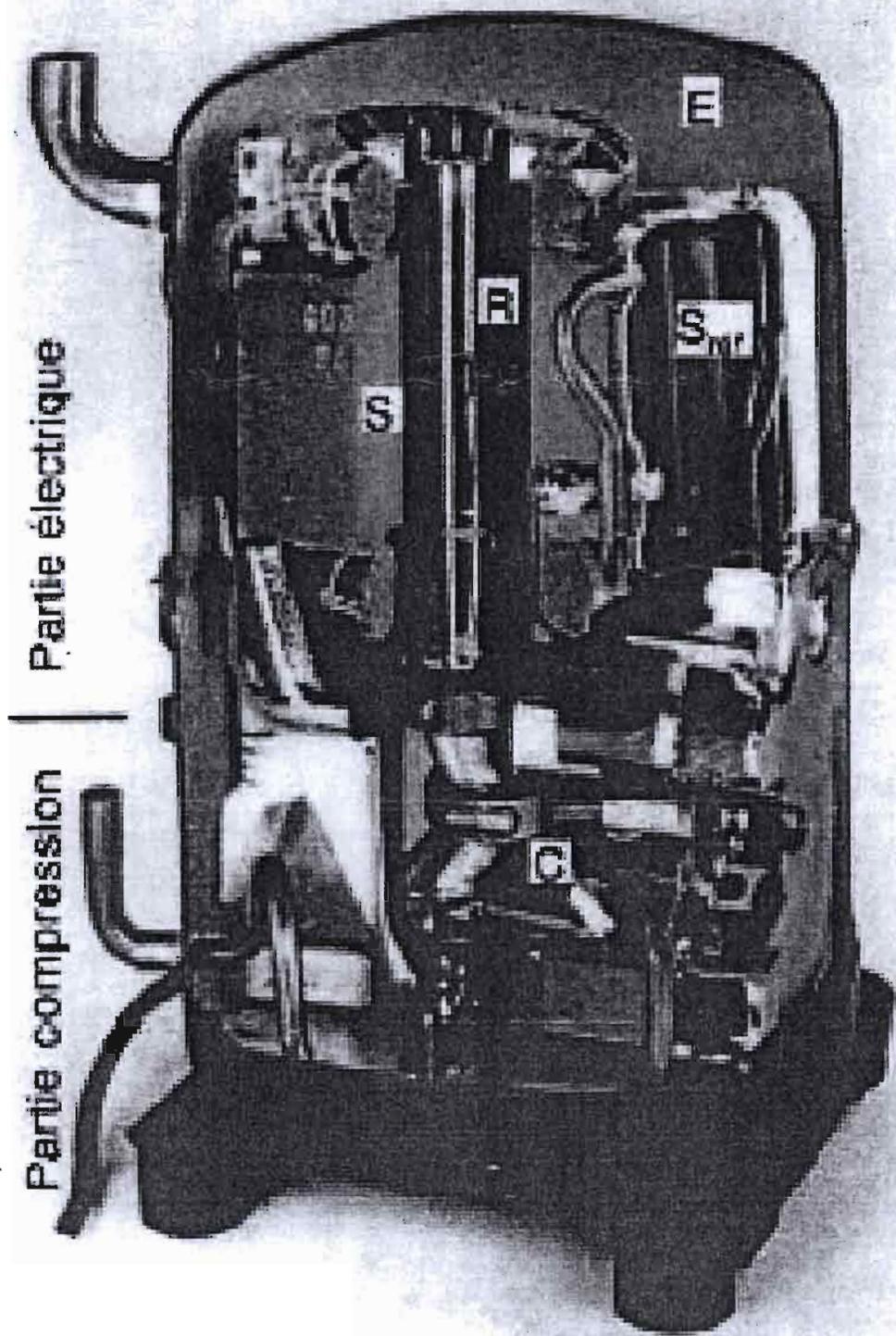
- Ca** canalisation d'aspiration
- Ch** chemise du cylindre
- Cl** clapet d'aspiration
- Pi** piston
- Re** ressort anti-coup de liquide

écorché du compresseur à piston ouvert



- APi** axe du piston
- Ac** accouplement semi-élastique
- Fa** filtre d'aspiration d'huile
- GM** garniture mécanique
- Ph** pompe à huile
- R_{ch}** résistance de chauffage d'huile
- V** vilebrequin

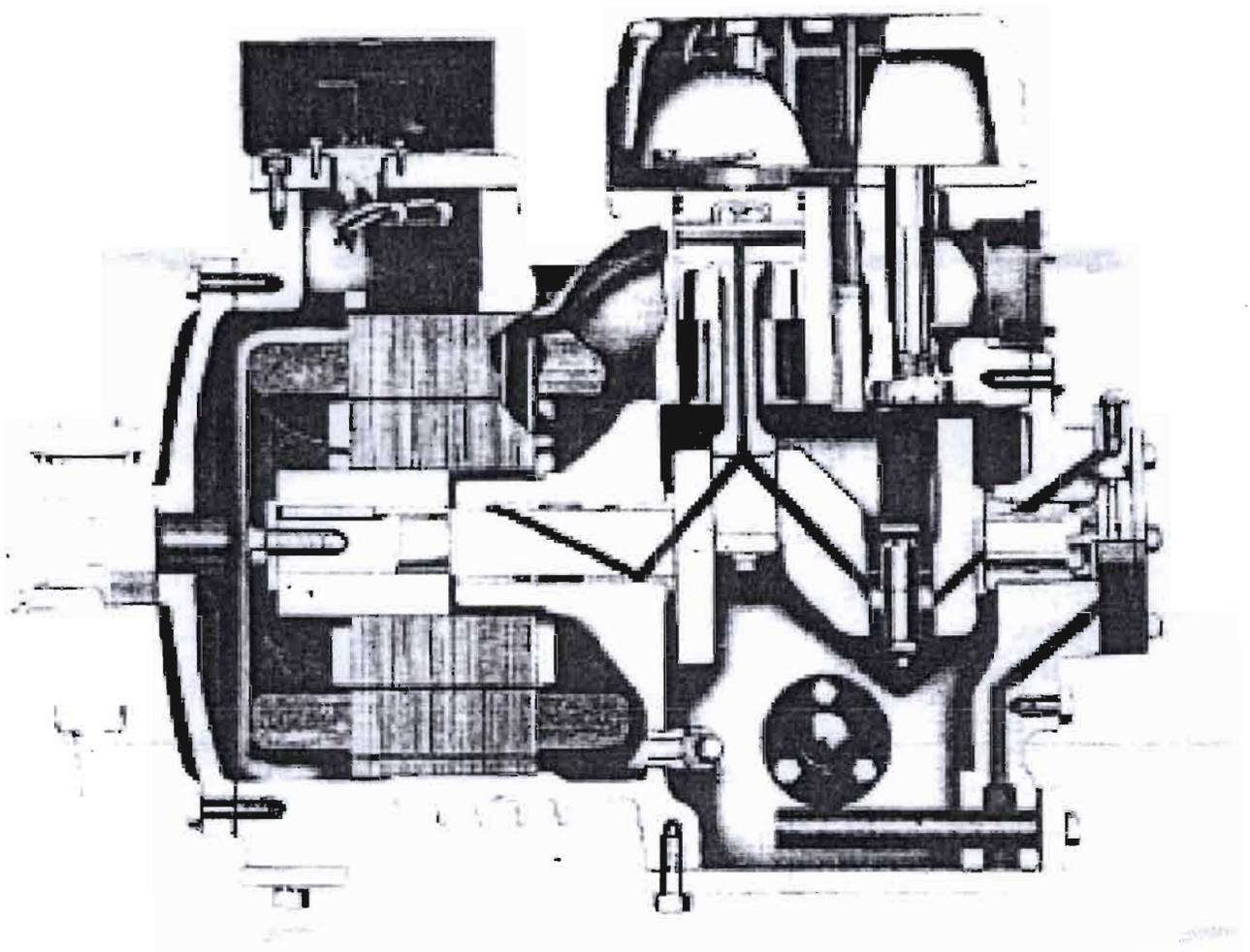
Coupe du compresseur à piston ouvert



C compresseur
E enveloppe étanche
R rotor

S stator
S_{re} silencieux de refoulement

Compresseur à piston hermétique



Le circuit de graissage est symbolisé en rouge

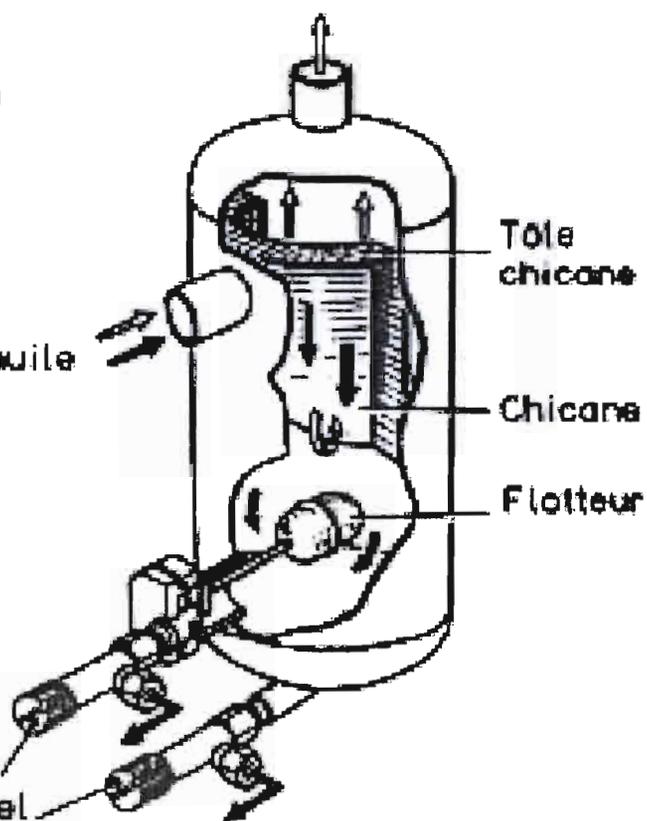
Compresseur à piston hermétique accessible

→ Huile

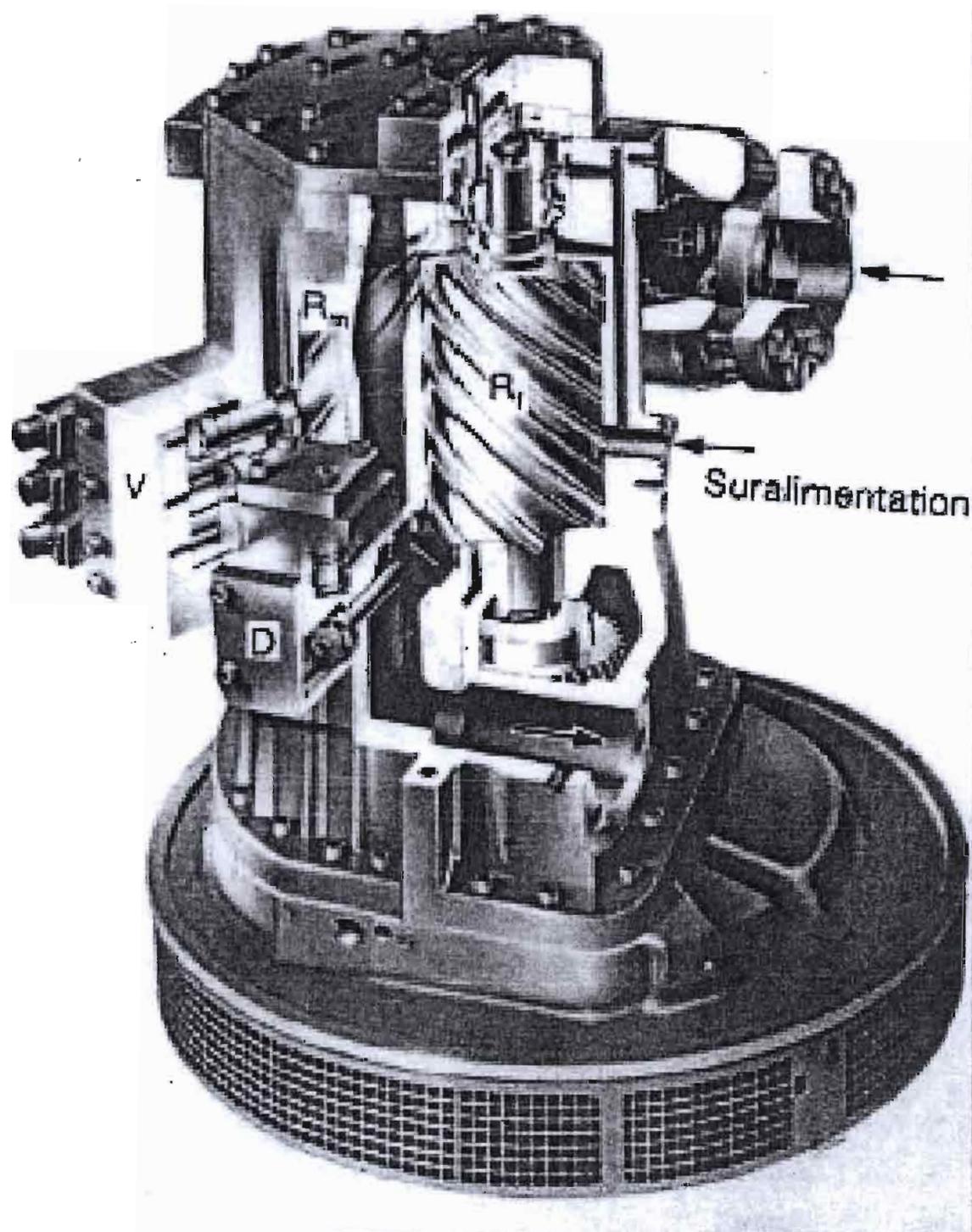
→ Fluide frigorigène gazeux

Mélange frigorigène / huile
(Côté compresseur)

Robinsets de purge d'huile { auto
manuel

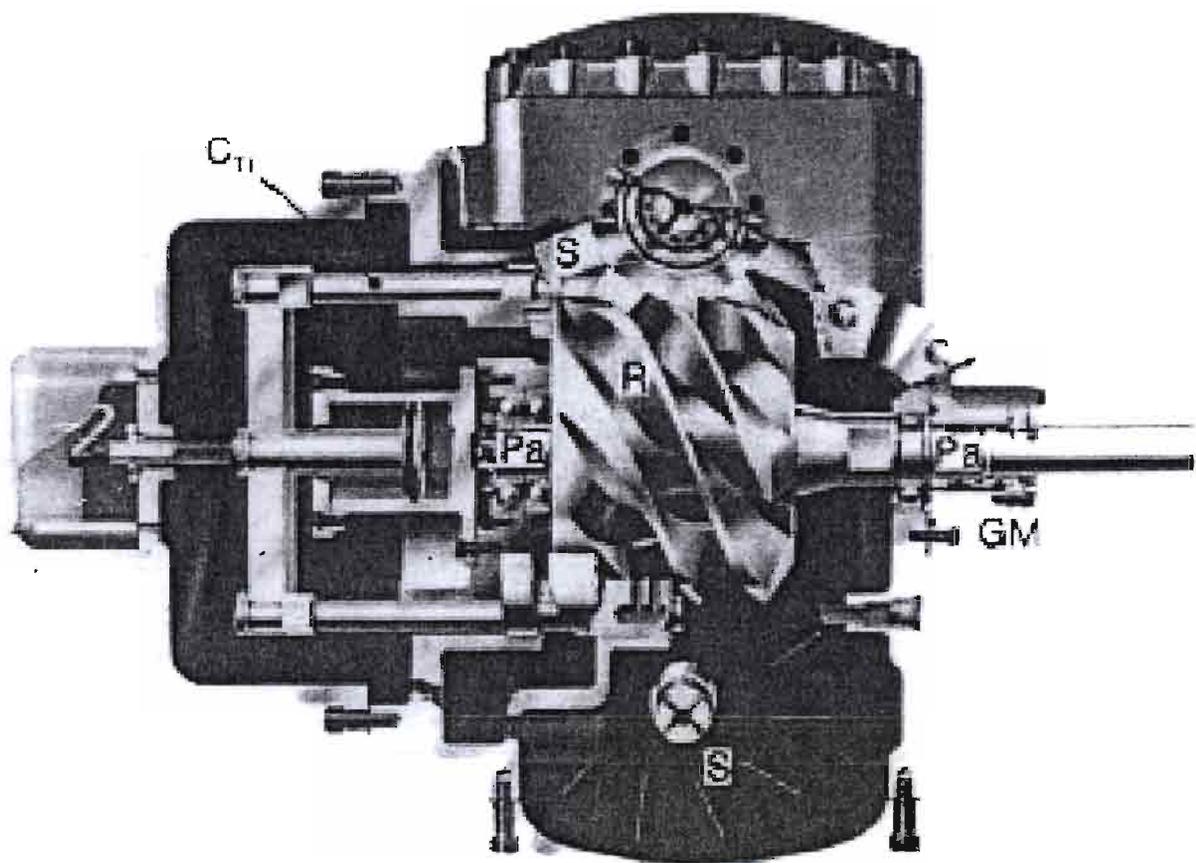


Séparateur d'huile



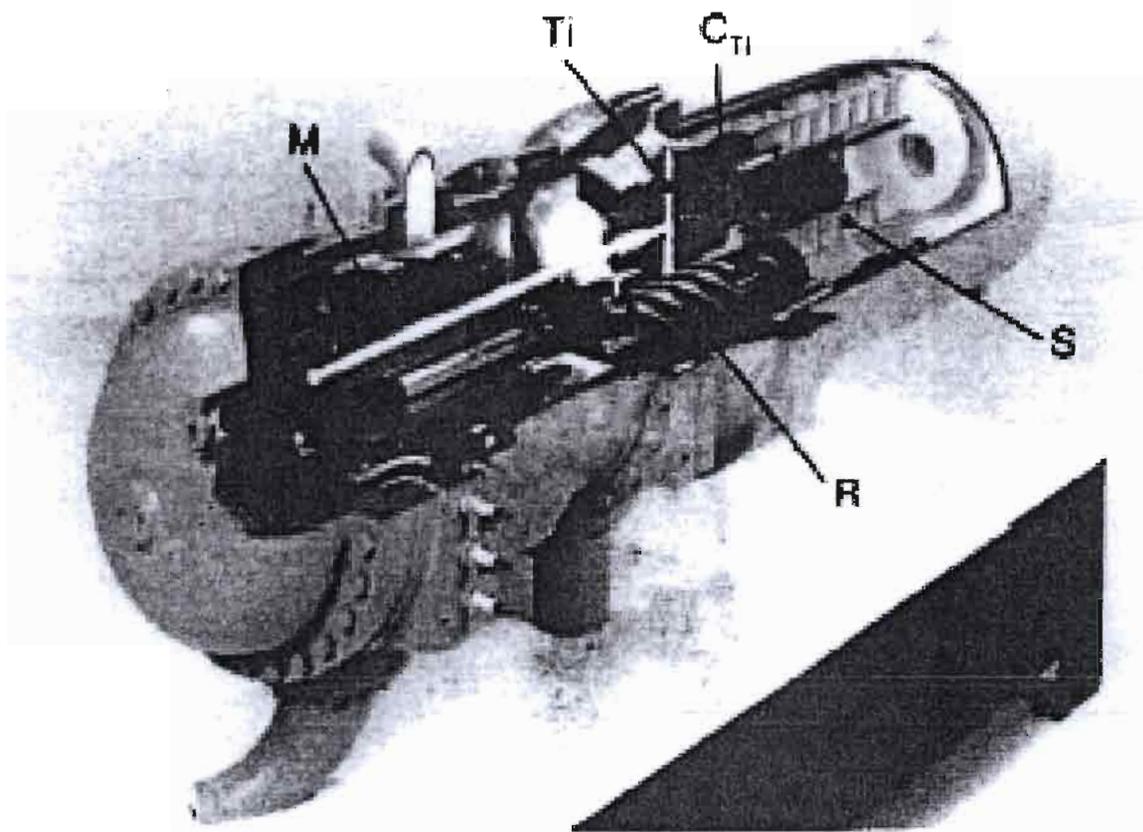
- D dispositif du V_i variable
- R_f rotor femelle
- R_m rotor mâle
- V dispositif de variation de puissance

Compresseur birotor



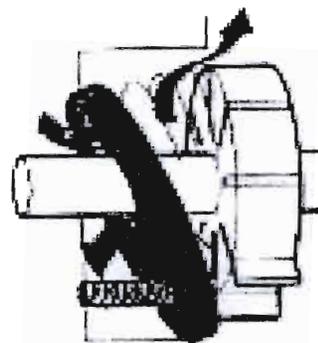
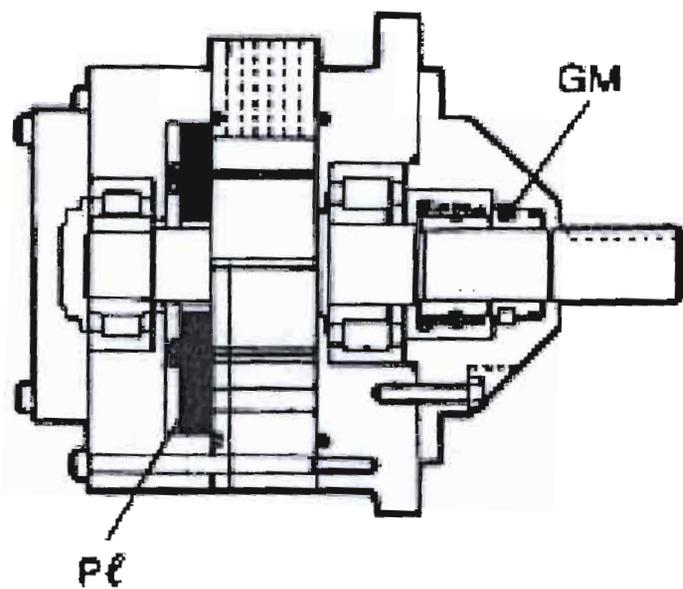
- C_v commande du tiroir de variation de puissance
- GM garniture mécanique
- Pa paliers
- R rotor
- S satellites

Compresseur monorotor

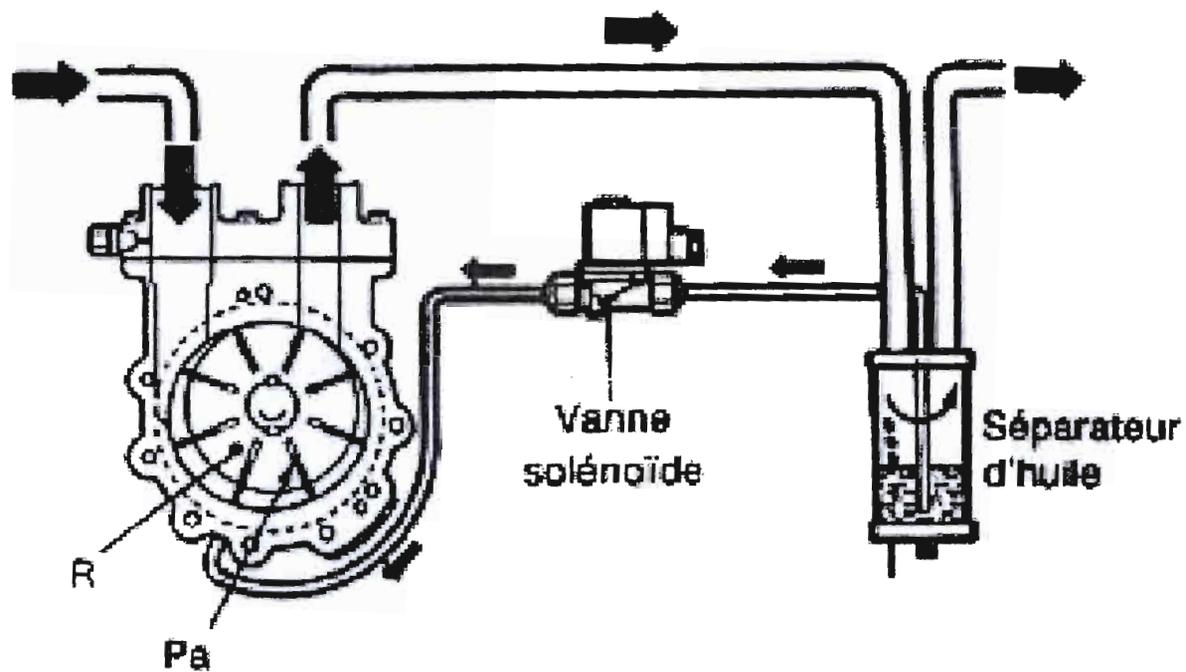


C _{Ti}	commande du tiroir	Ti	tiroir de variation de puissance
M	moteur	S	séparateur d'huile
R	rotor		

Compresseur à vis hermétique accessible

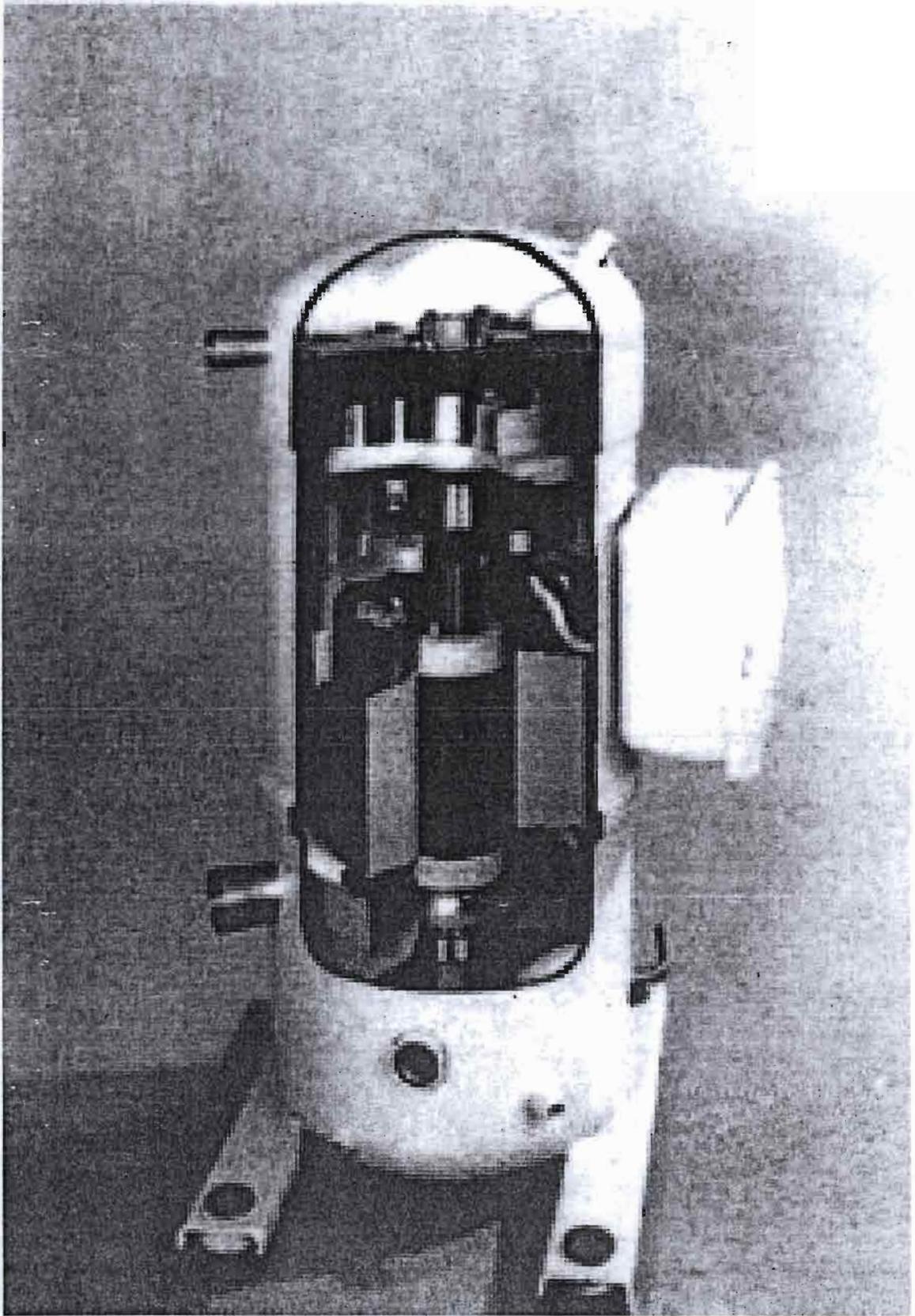


La plaque soulevable permet de ventiler les éléments de compression en cas de blocage hydraulique.

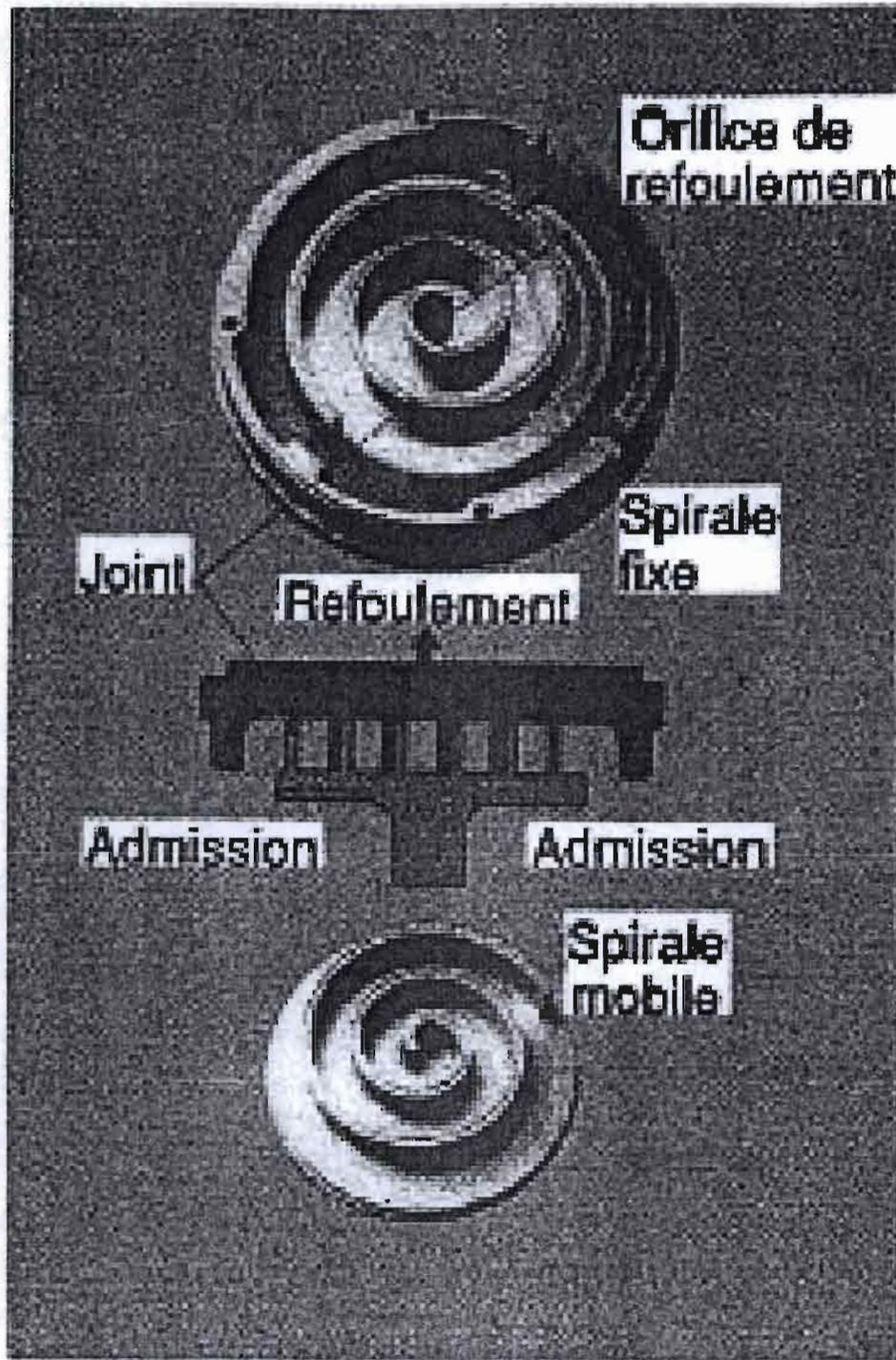


- GM garniture mécanique
- Pa palette
- Pl plaque
- R rotor

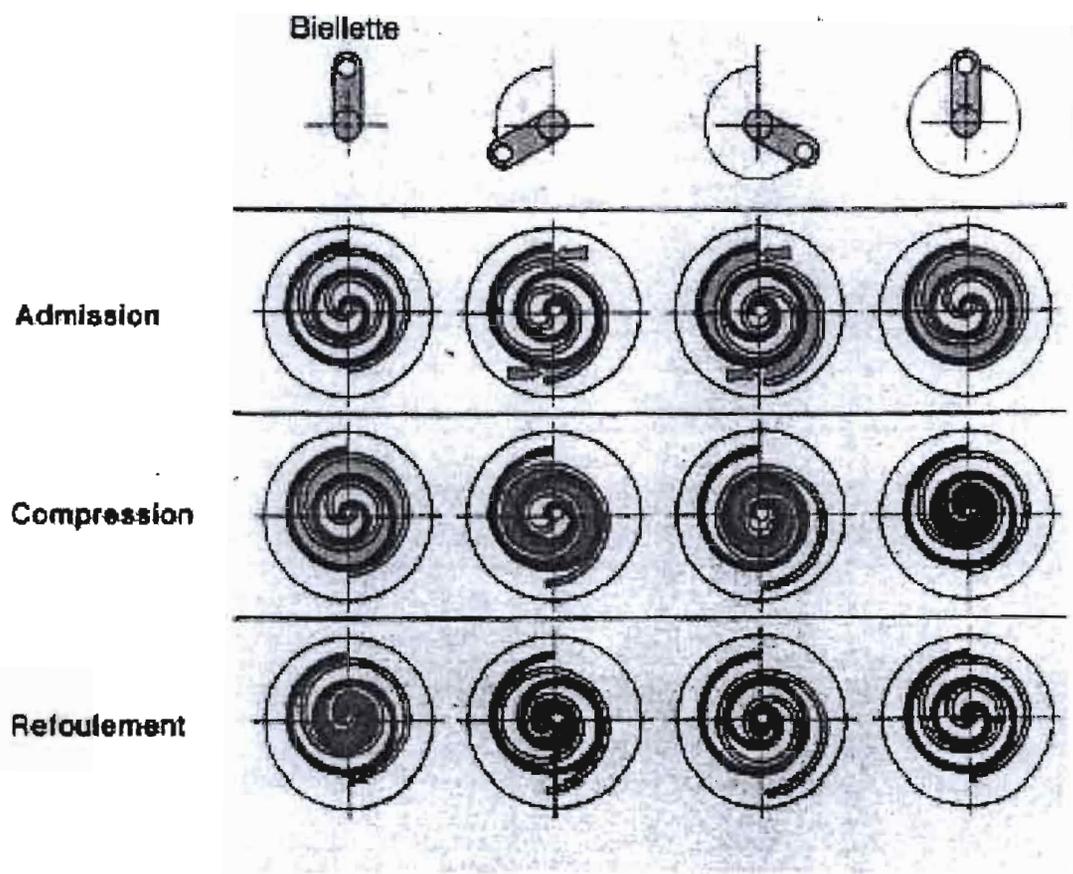
Compresseur à palettes



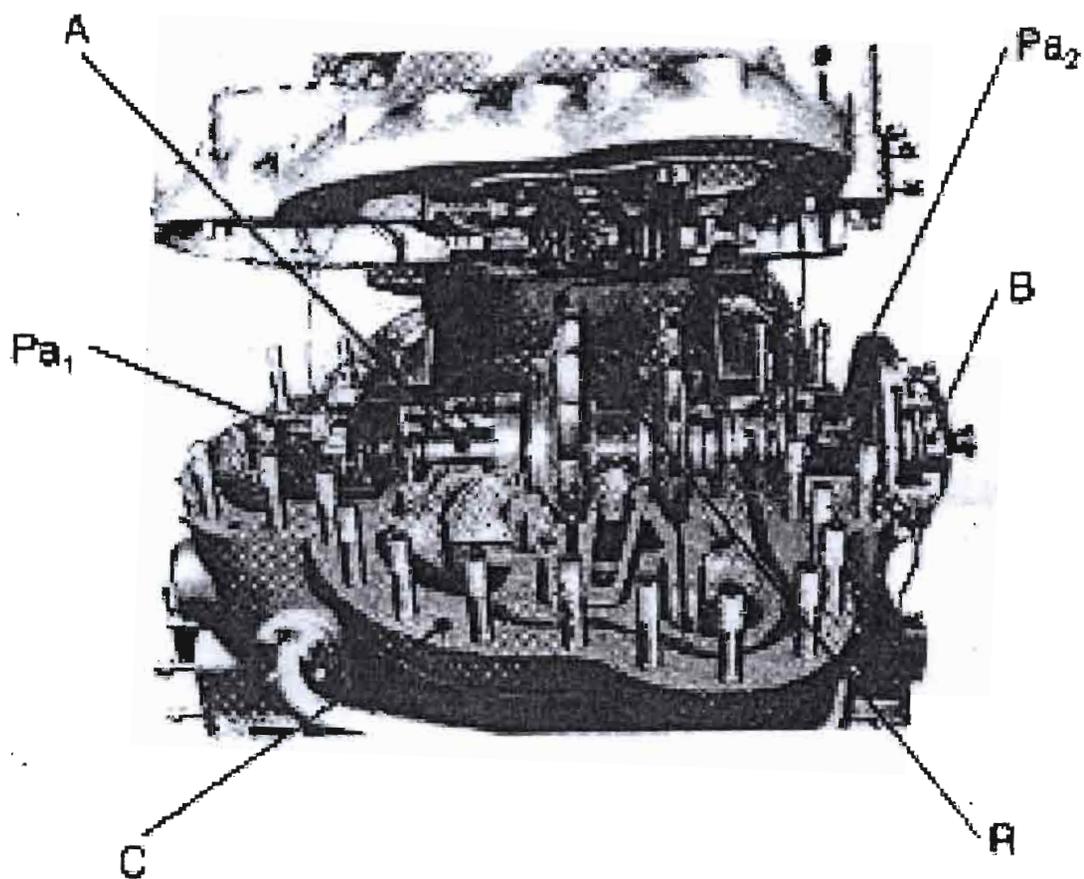
compresseur scroll



principe de fonctionnement du compresseur scroll

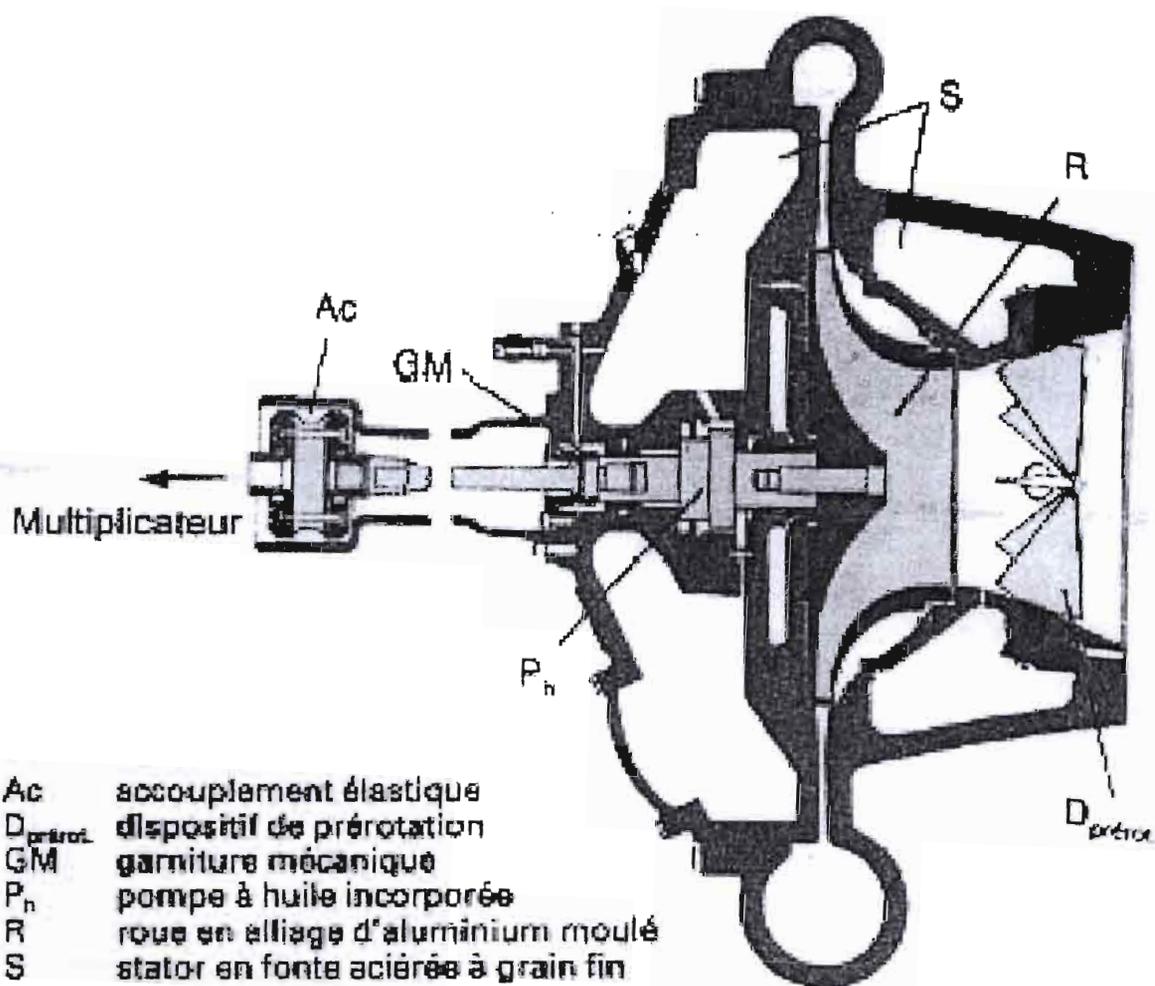


principe de fonctionnement du compresseur scroll

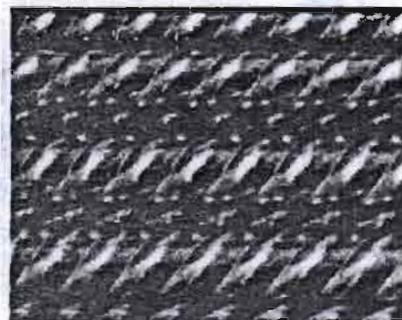


A	arbre en acier allié
B	bague de friction en carbone
C	partie inférieure du carter, séparé horizontalement
Pa ₁	palier de butée
Pa ₂	palier des tourillons, à coussinets en métal blanc antifriction
R	roue en acier allié

Compresseur centrifuge ouvert type Carrier



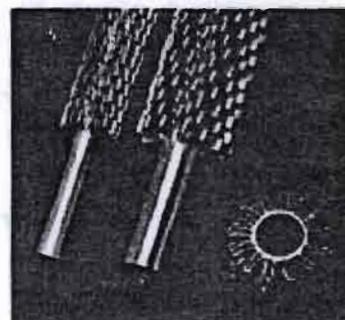
Compresseur centrifuge ouvert type York avec multiplicateur séparé



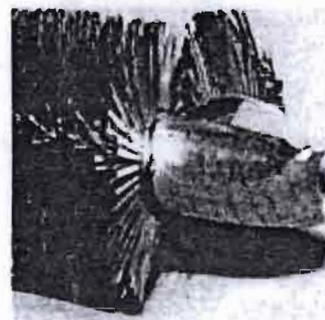
Tubes corrugués
(doc. CIAT)



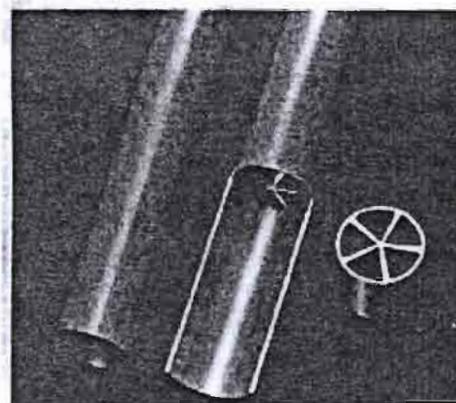
**Tubes à ailettes
extérieures extrudées**
(doc. Tréfi-métaux)



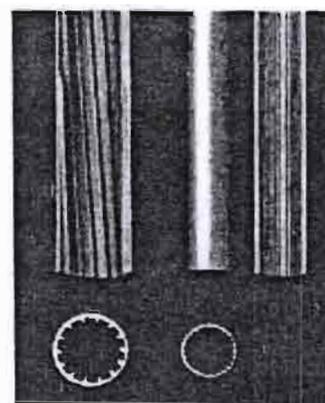
**Tubes à ailettes
ondulées** (doc. Wieland)



Tubes à épines
(doc. Technibaf)



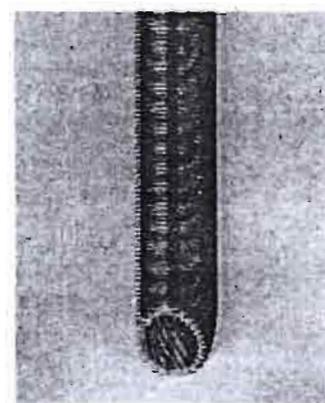
**Tubes à ailettes
intérieures rapportées**
(doc. Wieland)



**Tubes à rainures
internes** (doc. Wieland)



**Tubes à surface
externe traitée**
(doc. Wieland)



Tubes composites
(doc. Tréfi-métaux)

Tubes spéciaux