

Climatisation PEB

→ Contenu technique à l'attention des organismes de formation

Extrait du syllabus « rappels techniques »

CHAPITRE 2 LE CIRCUIT FRIGORIFIQUE

**Pour professionnels de la climatisation : contrôleurs,
technicien climatisation PEB**



Version septembre 2013

Plus d'infos : www.bruxellesenvironnement.be

→ Professionnels

→ Performance Energétique des Bâtiments

→ Installations techniques

Bruxelles Environnement-IBGE
Département chauffage et climatisation PEB
Email : climPEB@environnement.irisnet.be

ÉNERGIE



BRUXELLES ENVIRONNEMENT
IBGE - INSTITUT BRUXELLOIS POUR LA GESTION DE L'ENVIRONNEMENT



TABLE DES MATIERES

Chapitre 2	Le circuit frigorifique.....	3
2.1	La chaleur, énergie, travail.....	3
2.2	Transmission de la chaleur.....	5
2.3	Etats de la matière.....	7
2.4	Principe de la machine frigorifique à compression.....	9
2.5	Régime de fonctionnement.....	10
2.6	Les différents composants dans un cycle frigorifique.....	15
2.7	Le cycle frigorifique théorique du point de vue de l'énergie.....	86
2.8	Cycle frigorifique réel.....	96
2.9	Les fluides frigorigènes.....	105
2.10	Les huiles pour systèmes frigorifiques.....	120
2.11	Composants annexes des circuits frigorifiques.....	126

CHAPITRE 2 LE CIRCUIT FRIGORIFIQUE

2.1 LA CHALEUR, ÉNERGIE, TRAVAIL

La chaleur est une manifestation de l'énergie. Elle peut s'emmagasiner, et transiter sous l'effet d'une différence de température.

Nous la percevons à l'aide de nos sens, lorsque nous sommes, par exemple, placés devant un corps incandescent.

Le froid, est la sensation que nous éprouvons en cas d'absence, de diminution ou de perte de chaleur. Par comparaison, le froid est à la chaleur ce que l'obscurité est à la lumière.

Refroidir un corps, un milieu, un fluide, consiste donc à en extraire de la chaleur.

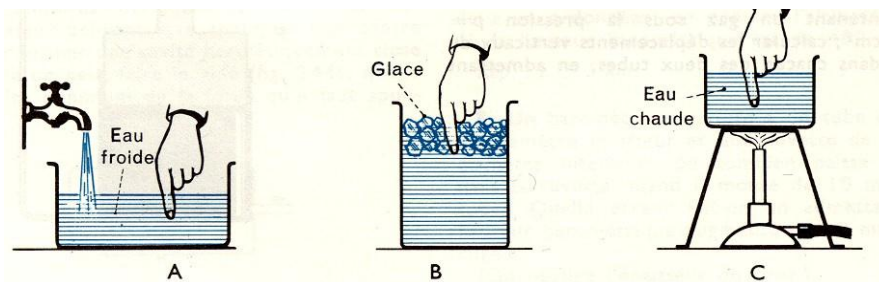


Figure 2.1

Un corps (ou une substance) peut recevoir ou fournir de la chaleur sous deux formes différentes :

1. Sous forme sensible : L'absorption (ou fourniture) de chaleur sous cette forme se manifeste par une élévation (baisse) de température du corps récepteur. L'absorption ou fourniture de chaleur ne provoque pas de modification d'état physique du corps.
2. Sous forme latente : l'absorption ou fourniture de chaleur par un corps sous cette forme se caractérise par une constance de la température du corps et par son changement d'état physique.

Si une substance absorbe de la chaleur, il se produit un changement de température en son sein. La relation entre chaleur absorbée et la variation de température se dénomme la chaleur massique. C'est la quantité de chaleur nécessaire pour élever de 1°C ou 1 K la température de la substance.

Exemple :

Eau : $c = 4180 \text{ J/kg K}$
Fer : $c = 0,47 \text{ kJ/kg K}$
Cuivre : $c = 0,39 \text{ kJ/kg K}$
Huile à 50°C : $c = 2,01 \text{ kJ/kg K}$ (compresseur)

Equation de transfert de chaleur :

$$Q = C . m . \Delta T$$

Où Q = chaleur échangée en joules

m = masse exprimée en kg

ΔT = différence de température en K

C = chaleur latente en kJ/kg.K

La chaleur latente de solidification

est la quantité de chaleur qu'il faut enlever à 1kg d'un corps pour le faire passer de l'état liquide à l'état solide sans abaisser sa température.

La chaleur latente de fusion :

est la quantité de chaleur qu'il faut fournir à 1kg d'un corps pour le faire passer de l'état solide à l'état liquide, sans élever sa température.

La chaleur latente de vaporisation.

est la quantité de chaleur qu'il faut fournir à 1kg d'un corps pour le faire passer de l'état liquide à l'état gazeux sans élever sa température.

La chaleur latente de liquéfaction :

est la quantité de chaleur qu'il faut enlever à 1kg d'un corps pour le faire passer de l'état gazeux à l'état liquide, sans abaisser sa température.

Energie interne et enthalpie :

L'énergie interne U est l'énergie que possède une substance grâce à son activité moléculaire.

L'énergie s'emmagasine sous forme d'énergie cinétique et potentielle des molécules.

L'enthalpie H est la somme de l'énergie interne U et de l'équivalent thermique du travail nécessaire pour occuper le volume V à la pression constante P. On le dénomme dès lors le travail de déplacement PV et l'on a :

$$H = U + PV$$

Entropie :

Dans les compresseurs, le travail de compression dépend de quatre variables essentielles : la pression, le volume, la température et l'entropie.

Une transformation adiabatique (sans transfert de chaleur) et réversible est isentropique et est utilisée comme référence pour l'étude des compresseurs. Une compression ou expansion isentropique sert de modèle de perfection puisque lors de celle – ci, on suppose que toutes les pertes par transferts de chaleur et dues à d'autres effets sont nulles.

Equation de l'énergie :

Conformément au premier principe de la thermodynamique, la chaleur absorbée par un système est égale à l'augmentation de son énergie interne, plus le travail effectué par le système.

2.2 TRANSMISSION DE LA CHALEUR

Lorsque deux corps sont en présence, le transfert de chaleur va toujours du corps chaud vers le corps froid. L'échange de la chaleur ne cessera que lorsque les deux corps seront à même température.

A l'inverse, la chaleur ne peut pas passer spontanément d'un corps froid vers un corps chaud (Clausius).

Les mécanismes de transfert de la chaleur sont :

- La conduction : par contact direct entre deux corps
Ex : barre de fer placée dans une flamme.
- La convection : par mouvement de masses de fluide
Ex : chauffage par convecteur
- Le rayonnement ou radiation
Ex : rayonnement solaire ou effet d'une certaine longueur d'onde électromagnétique (infra- rouge)

Unités de mesure :

- Unité de température : Le Kelvin (K)
- Masse : Quantité de matière contenue dans un corps. La masse est invariable
Unité : Le kilogramme (kg)
- Force : Cause capable de déformer l'état d'un corps ou de mettre en mouvement ce corps
Unité : Le Newton (N)

Equation générale de la dynamique : $F = m.a$

Où : F = force
m = masse du corps
a = accélération
unités : 1 Newton (N) = 1 kg x 1 m/(1 s)²

- Energie mécanique ou travail d'une force.

Toute force de 1 N qui déplace son point d'application de 1 m développe un travail ou énergie de 1 Joule (1 J)

Unité : 1 Joule (J) = 1 Newton (N) x 1 mètre (m)

- Equivalent calorifique

1 cal = 4,1865 joules

1 Kcal = 4186 joules

- Pression

1 bar = 10⁵ Pa = 100.000 Pa

1 atmosphère = 1 atm = 101.325 Pa = 760 mm Hg = 10,33 m de colonne d'eau

En météorologie :

1 bar = 100.000 Pa = 1000 mbar donc 100 Pa = 1 mbar

1 hPa = 1 mbar

On distingue plusieurs pressions :

- ❖ La pression absolue : cette pression se réfère au zéro absolu (vide).
La pression atmosphérique est un exemple de pression absolue, elle indique le poids de l'air au dessus de la surface de la terre.
Au niveau de la mer, elle est de 76 cm de mercure ou 10,33 m d'eau ou 101325 Pa. Cette pression diminue avec l'altitude.

- ❖ La pression relative (manométrique ou effective) est la pression qui règne dans une conduite ou un réservoir moins la pression atmosphérique.

Pression relative (manométrique) = Pression absolue – Pression atmosphérique

Pression absolue = Pression relative (manométrique) + Pression atmosphérique

- ❖ La pression différentielle est la différence de pression (relative ou absolue) entre deux points de mesure.

Autres grandeurs physiques :

- La densité ou masse volumique : ρ (rô)

La densité correspond à la relation entre la masse et le volume d'un corps.

Ex : Pour l'eau $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ ou 1 kg/l
 Pour le mercure $\rho = 13,6 \text{ kg/l}$

- Le débit volumique: Q_v

Le débit volumique correspond au volume de fluide circulant par unité de temps.
Il s'exprime en m^3/s , l/s ou m^3/h .

- Le débit massique : Q_m

Le débit massique correspond à la masse de fluide et donc à la quantité de matière circulant par unité de temps.

Il s'exprime en kg/s ou kg/h.

On peut aussi exprimer que :

$$Q_m = Q_v \times \rho$$

En dehors des unités usuelles du système S.I. (système international), on peut rencontrer, en climatisation, des unités particulières dont certaines sont d'origine anglo-saxonnes.

Exemple :

1 fg/h (frigorie par heure) équivaut à un kcal négative

1 (US) Ton = 3.517 watts

1 BTU (British Thermal Unit) équivaut à 1.056 joules

1 CFM (Cubic Feet per Minute) équivaut à 1,7 m^3/h

1 GPM (Gallon per Minute) équivaut à 0,227 m^3/h

1 psi (pound square inch) équivaut à 0,069 bar

1 pouce de colonne d'eau = 25,4 mm H₂O = 249 Pa

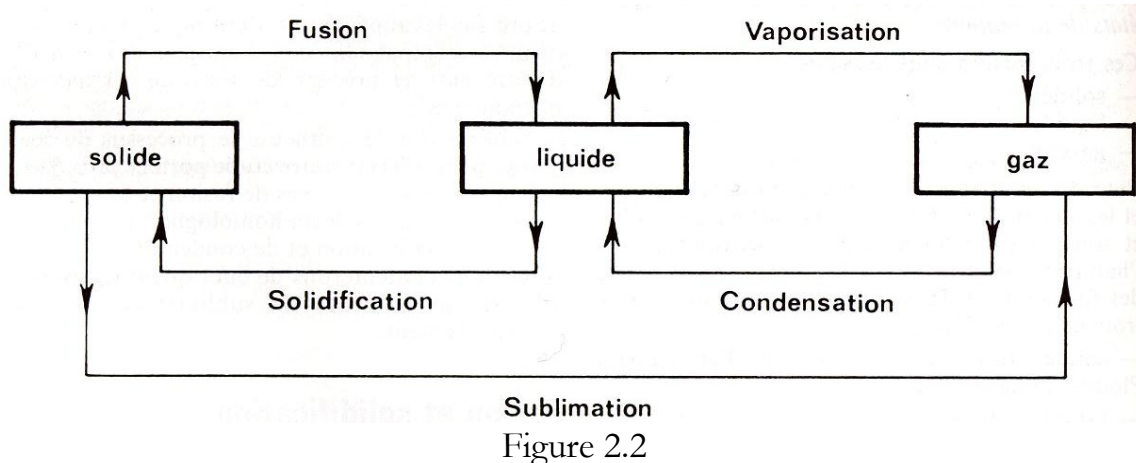
1 kW s (Kilowatt seconde) = 1 kJ

1 kWh = 3.600 kJ = 860 Kcal

2.3 ETATS DE LA MATIÈRE

- La matière peut prendre trois états différents : solide, liquide, gazeux.
- Un apport ou un enlèvement d'énergie, à une pression et une température déterminées, peut permettre de passer d'un état à un autre.
- Chaque passage d'un état vers un autre s'appelle changement d'état.

Exemple : L'eau. Elle est présente dans les trois états (S, L et G), mais il s'agit de la même molécule : H₂O. L'état de l'eau est fonction de la pression et de la température.



Etats (phases) de la matière : Solide, liquide et gazeux

	Solides	Liquides	Gaz
Volume	+/- constant	+/- constant	Variable
Forme	+/- constante	Variable	Variable

Figure 2.3

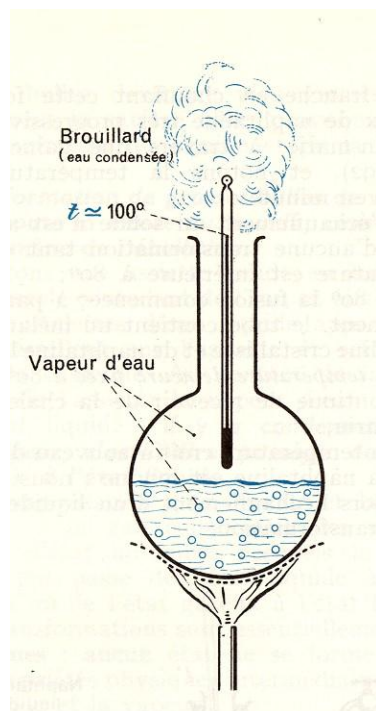
- La fusion est le passage d'un corps de l'état solide à l'état liquide sous l'action (apport) de la chaleur.
- La solidification est la transformation inverse, par refroidissement (enlèvement ou extraction de chaleur)
- La vaporisation est le passage de l'état liquide à l'état gazeux par apport de chaleur. Elle peut se faire par évaporation ou ébullition.
- L'évaporation est la formation de vapeur à la surface d'un liquide. Elle est d'autant plus rapide que la température est élevée, que la surface libre du liquide est grande, que la pression est basse et que la tension de vapeur saturante du liquide est élevée.
- L'ébullition est une vaporisation rapide avec formation de bulles de vapeurs au sein du liquide.

Lois de l'ébullition

1. Sous une même pression, un liquide commence toujours à bouillir à la même température.
2. Pendant toute la durée de l'ébullition, la température reste constante si la pression ne varie pas.
3. La tension de vapeur saturante de la vapeur émise est égale à la pression sur le liquide.
4. La condensation est le passage de l'état gazeux à l'état liquide par refroidissement (extraction de chaleur)
5. La sublimation est le passage de l'état solide à l'état gazeux sans passer par l'état liquide. Ce phénomène a lieu dans des conditions de pression et de température précises.

Exemple :

Sous la pression atmosphérique normale (1013 h Pa à 0 m d'altitude) l'eau bout à 100°C, le R134a (réfrigérant) bout à - 30 °C et le R22 à - 42,8°C.



Températures d'ébullition normale (arrondis en °C)			
Hélium	- 269°	Ether	35°
Hydrogène	- 253°	Alcool	78°
Azote	- 195°	Benzène	80°
Oxygène	- 183°	Eau (par défini- tion)	100°
Ammoniac	- 33°	Mercure	357°
Anhydride sulfureux	- 10°	Soufre liquide	445°

Figure 2.4

2.4 PRINCIPE DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE À COMPRESSION

La machine frigorifique à compression utilise les deux phénomènes suivants :

- l'évaporation d'un fluide frigorigène qui absorbe de l'énergie et
- la condensation de ce fluide qui cède de l'énergie.

La circulation du fluide entre les deux échangeurs qui permettent les changements d'état de ce fluide, est assurée par le compresseur. Cette machine procède à un transfert ou un transport d'énergie.

La machine à compression est composée des éléments de base suivants :

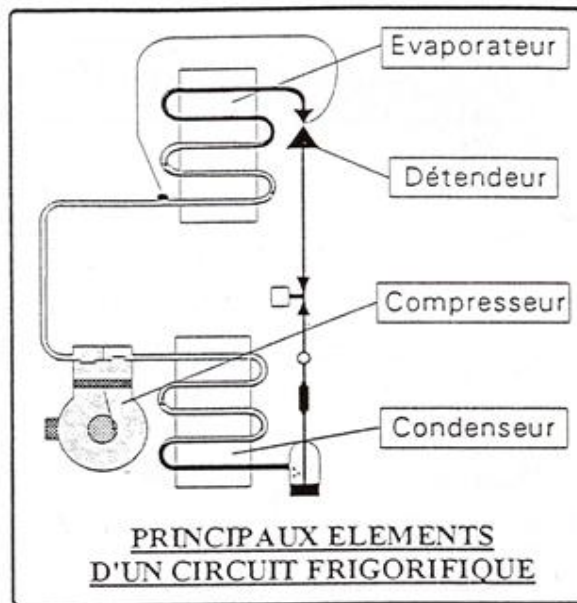


Figure 2.5

1. l'échangeur évaporateur
2. l'échangeur condenseur
3. le détendeur ou organe de détente
4. le compresseur

Au sein du circuit frigorifique, on distingue deux zones de pressions différentes:

- la zone de basse pression
- la zone de haute pression

Le fluide circule dans des canalisations hermétiques sous des états différents.

2.5 RÉGIME DE FONCTIONNEMENT

La température d'évaporation constitue une caractéristique importante du régime de fonctionnement de l'installation. Une température d'évaporation trop élevée ne permettra pas d'abaisser la température du médium à refroidir.

Les points de fonctionnement du cycle réel d'une machine frigorifique dépendent des températures du milieu qu'il faut refroidir, de l'air extérieur où la chaleur est rejetée, et des caractéristiques de dimensionnement de l'appareil.

Ainsi, la température d'évaporation se stabilisera quelques degrés en dessous de la température du fluide refroidi par l'évaporateur. De même, la température de condensation se stabilisera quelques degrés au-dessus de la température du fluide de refroidissement du condenseur.

Caractéristiques / Application	Médium à refroidir	Température moyenne du médium à refroidir (°C)	Température d'évaporation (°C)	Fluides utilisés
Climatisation	Air	24	5	R22 R407C R410A
Refroidissement d'un liquide	Eau pure	6	0	R22 R134a R407C R717
	Eau glycolée	-10	-15	
Réfrigération	Air	0 à 10	-10 à 0	R134a R404A R717
Congélation	Air	-20	-30 à -25	R404A R507

Figure 2.6

Or, les besoins de froid évoluent en permanence et la température extérieure varie toute l'année !

La température d'évaporation est une valeur fixée en fonction de l'application dès la conception de l'installation par le choix du couple : charge thermique – compresseur. La charge thermique représente la puissance calorifique apportée à l'évaporateur.

La puissance frigorifique que peut engendrer un compresseur n'est pas constante mais varie en fonction de sa pression d'aspiration BP, sa pression HP de refoulement et la température des vapeurs aspirées.

Les graphiques ci-dessous montrent l'évolution des paramètres du compresseur en fonction de la température d'évaporation θ_0 (ou BP) pour une température de condensation constante de 40°C. Cette évolution est la même quelque soit le type de compresseur, la famille de fluide frigorigène ou le type d'échangeur.

Puissance frigorifique $P_o = I(\theta_o)[W]$

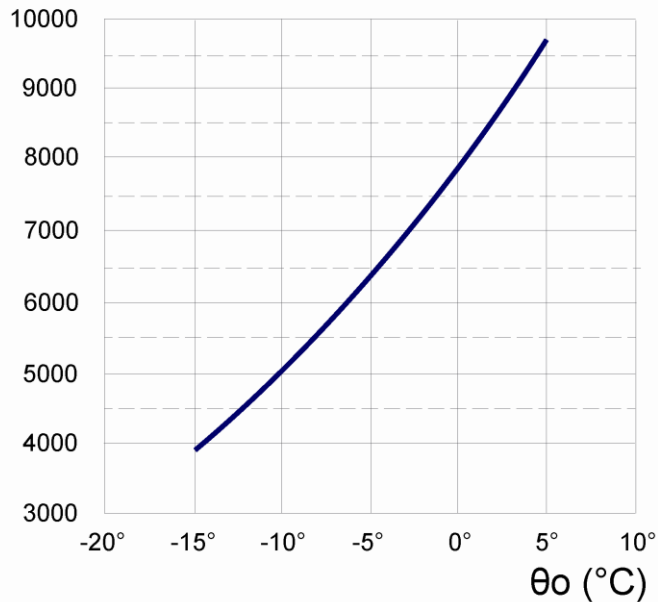


Figure 2.7

Débit masse $q_m = f(\theta_o)[kg/h]$

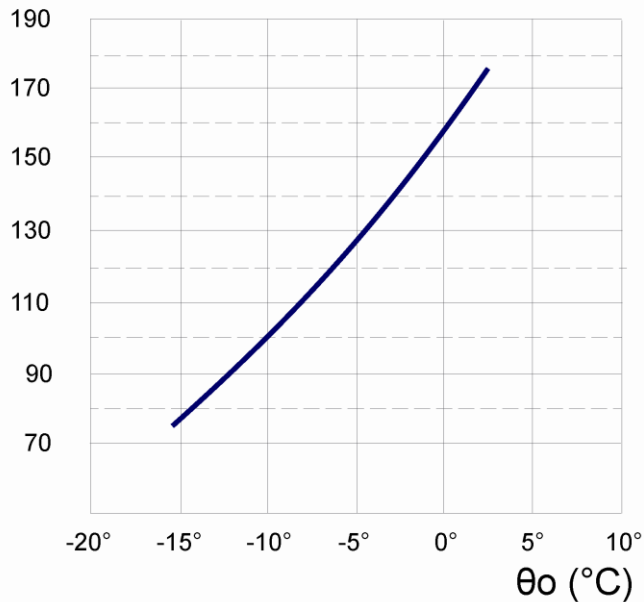


Figure 2.8

Intensité absorbée
 $I_{abs} = g'(\theta_o)$ [A]

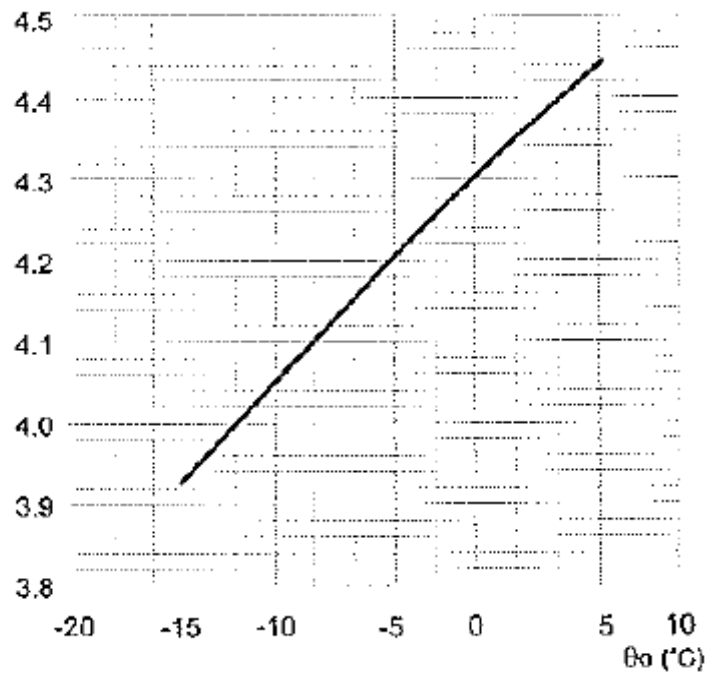


Figure 2.9

Tout cela va bien sûr entraîner une modification du taux de compression et une variation de la puissance absorbée. En fonction du régime d'évaporation et de condensation, le compresseur aspirera un débit masse plus ou moins grand de fluide frigorigène définissant ainsi la puissance frigorifique à l'évaporateur et la puissance calorifique au condenseur.

La notion de puissance frigorifique d'un compresseur est liée à sa capacité de faire circuler un certain débit-masse de fluide qm pour un régime donné.

Dans une installation frigorifique simple, la température d'évaporation qui est liée à la BP dépend de la charge thermique apportée par l'évaporateur au fluide frigorigène.

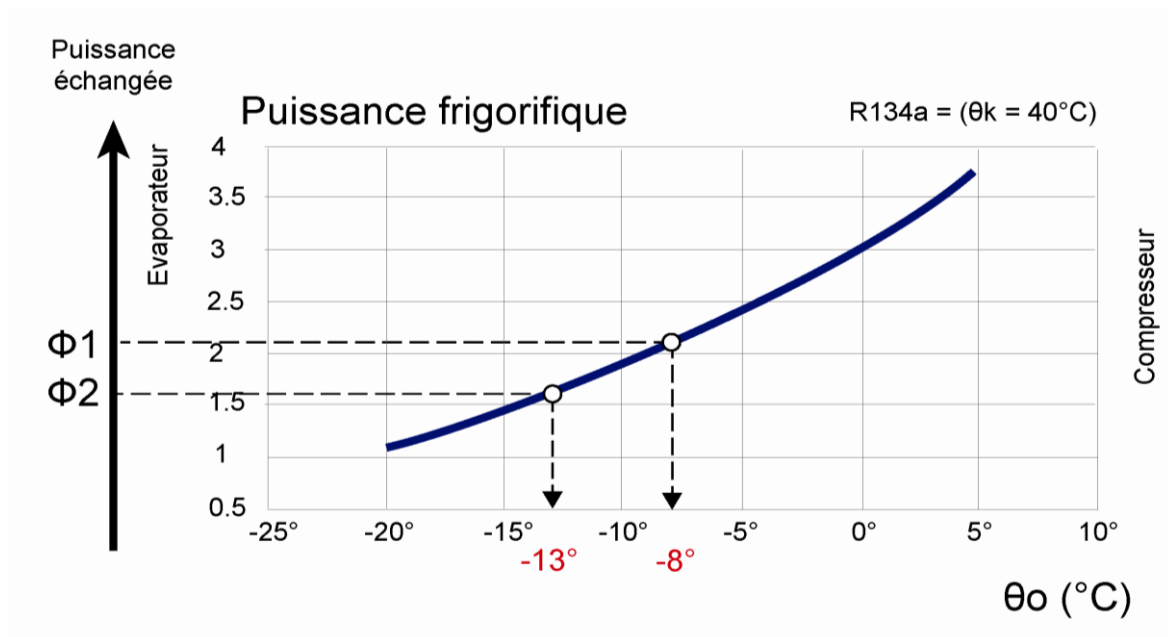


Figure 2.10

Quelles sont les facteurs qui influencent la BP ?

1. le compresseur

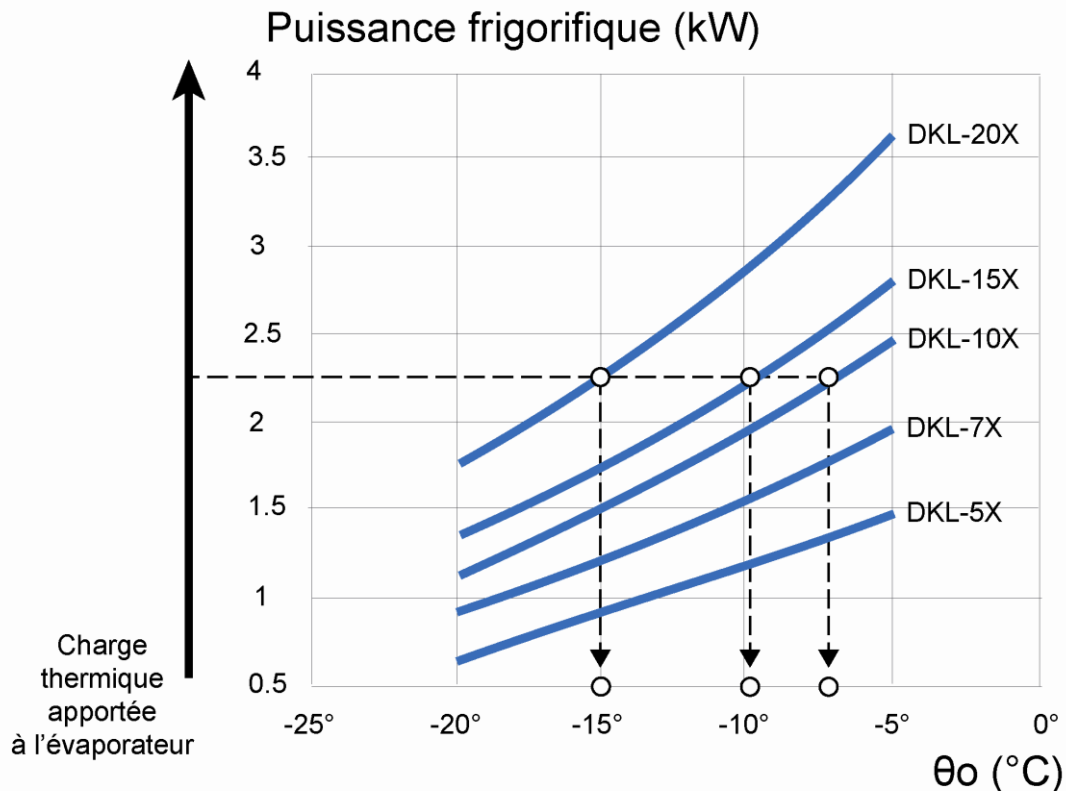


Figure 2.11

La figure 2.12 représente l'évolution de la BP en fonction de la puissance frigorifique pour plusieurs compresseurs de même type mais de puissance différente. La puissance d'un compresseur est fonction de son volume balayé (= volume présent dans les cylindres).

A charge thermique constante, un débit volumétrique balayé (= volume des cylindres x vitesse de rotation des pistons) inférieur augmentera la BP tandis qu'un volume balayé supérieur diminuera la BP.

2. la charge thermique

La charge thermique apportée au fluide dépend :

- des performances de l'évaporateur
- des apports de chaleur du médium à l'évaporateur (bilan thermique)
- des conditions d'échange entre le médium et l'évaporateur

L'obstruction de l'évaporateur ou la diminution du débit du médium réduit la BP.

3. la circulation du fluide liquide vers l'évaporateur

Un manque de fluide ou une obstruction sur la conduite liquide réduit la BP.

2.6 LES DIFFÉRENTS COMPOSANTS DANS UN CYCLE FRIGORIFIQUE

2.6.1 L'ÉCHANGEUR ÉVAPORATEUR

L'évaporateur est un échangeur de chaleur dans lequel un fluide frigorigène s'évapore en absorbant la chaleur du milieu à refroidir. L'évaporation, en quelque sorte, « produit du froid, mais en réalité enlève du chaud ».

L'échange se fait à contre-courant pour une meilleure efficacité.

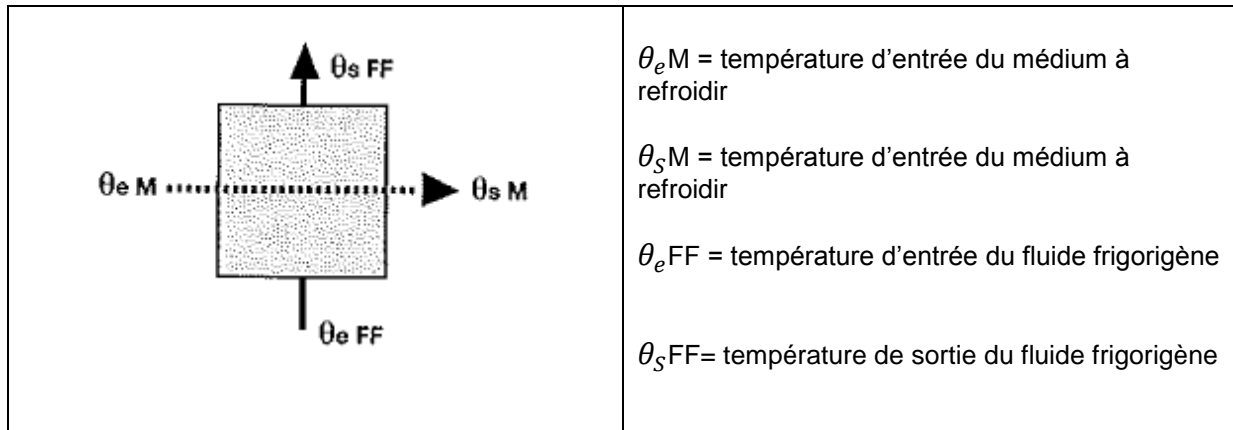


Figure 2.12

Evolution des températures des deux fluides dans l'évaporateur :

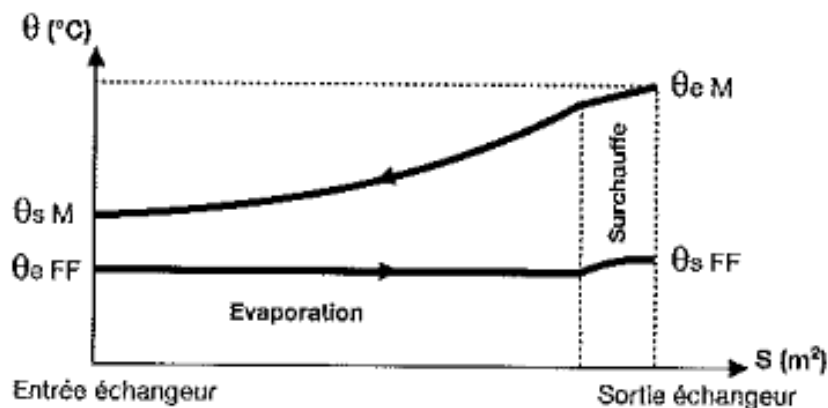


Figure 2.13

Dans la zone d'évaporation, la température est constante (lorsque la perte de charge est négligeable et que le fluide n'est pas un mélange zéotrope)

Le passage du flux thermique du fluide frigorigène au milieu extérieur est régi par les mêmes lois physiques quel que soit le type d'appareil considéré – condenseur ou évaporateur – et dépend :

1. du coefficient global de transmission de chaleur de l'évaporateur (K en $W/m^2.K$)
2. de la surface de l'évaporateur (S en m^2)
3. de la différence de température existant entre la température de l'évaporateur et celle du médium à refroidir (Δt° en K)

$$P[W] = K [W/m^2.K]. S[m^2] . \Delta t^\circ [K]$$

Les types d'évaporateurs peuvent être classés de différentes manières : en fonction des fluides à refroidir (air, eau...), en fonction de leur technologie (à plaques,...)

Classification selon le type d'application :

1. évaporateurs ménagers
2. évaporateurs refroidisseurs d'air
3. évaporateurs refroidisseurs de liquide
4. évaporateur congélateurs
 - a. fabrique de glace
 - b. évaporateurs spéciaux
 - c. stockage de glace

La principale différence entre chaque type d'évaporateur est le coefficient d'échange K :

Evaporateur	W/m².K
Refroidisseur d'air	20 à 25
Refroidisseur de liquide coaxial	500 à 800
Refroidisseur de liquide multitubulaire	800 à 1200
Refroidisseur de liquide à plaques	> 5000

FONCTIONNEMENT DE L'ÉVAPORATEUR

Prenons un détendeur alimenté en R404A liquide à 14 bars raccordé à un évaporateur.

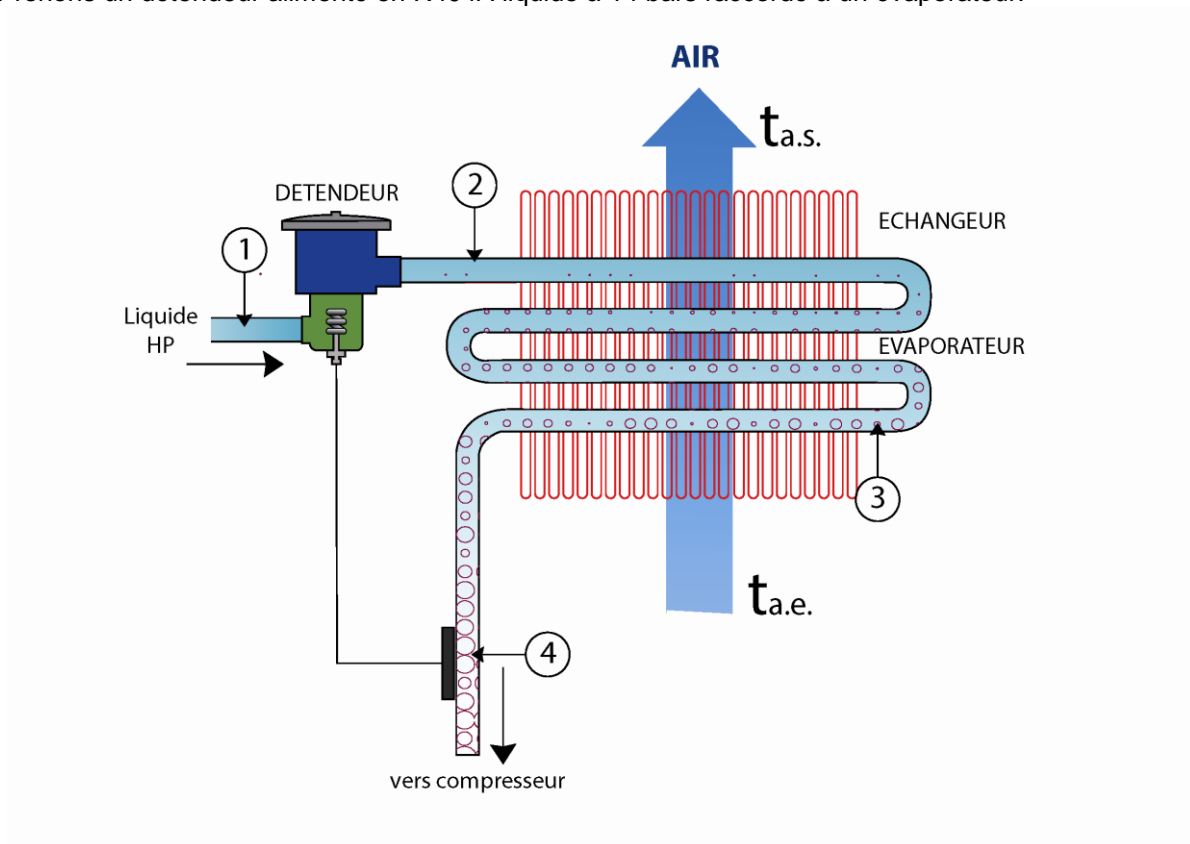


Figure 2.14

$t_{a.e}$: température de l'air à l'entrée de l'évaporateur.

$t_{a.s}$: température de l'air à la sortie de l'évaporateur.

Point 1 : le R404a liquide à 14 bars et 34°C arrive au détendeur thermostatique.

Point 2 : à la sortie du détendeur, le liquide s'est détendu (par exemple 5 bars). Une partie du liquide s'est vaporisée et c'est un mélange liquide/vapeurs qui entre dans l'évaporateur. La température de ce mélange est de 0°C (relation pression température)

Entre 2 et 3 : le mélange liquide/vapeurs évolue dans l'évaporateur en capturant l'énergie de la charge thermique et le changement d'état (évaporation) continue à pression constante 5 bars et à t° constante 0°C (chaleur latente)

Point 3 : il n'y a plus de liquide, tout s'est évaporé. Il y a au point 3, 100% de vapeurs.

Entre 3 et 4 : les vapeurs se réchauffent sous l'action de l'énergie de la charge thermique (chaleur sensible). La pression est de 5 bars.

Point 4 : les vapeurs quittent l'évaporateur en étant surchauffées de quelques degrés par rapport à la température d'évaporation (6°C par exemple).

Surchauffe = température à la sortie de l'évaporateur – température d'évaporation (5°C à 8°C)

Au point de vue de l'air on peut exprimer que :

$$\Delta t_{air} = ta.e - ta.s$$

$$\Delta t_{global} = ta.e - t^{\circ} \text{ évaporation}$$

ta.e = température de l'ambiance dans l'enceinte à refroidir (t° dite de reprise d'air)

ta.s = température de l'air à la sortie de l'évaporateur



Figure 2.15

Givrage et dégivrage automatique

Une température d'évaporation inférieure à 0°C entraîne systématiquement le givrage de l'évaporateur. L'accumulation du givre diminue le coefficient de transmission thermique globale K, la BP et le COP de l'installation.

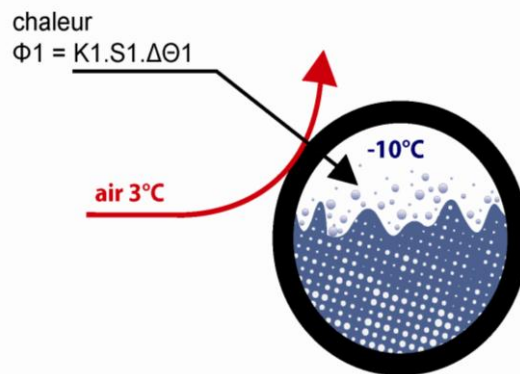


Figure 2.16

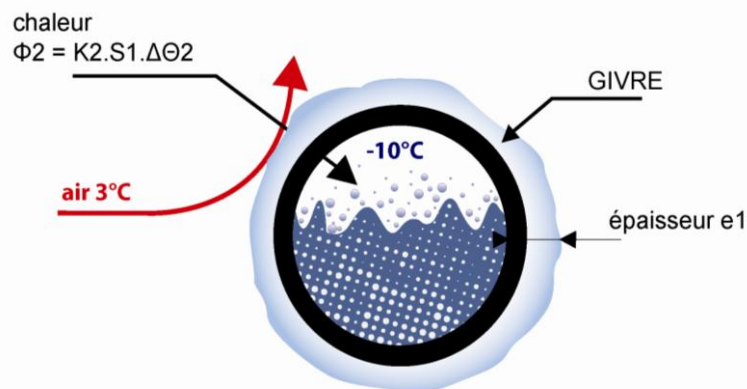


Figure 2.17

L'opération de dégivrage consiste à faire fondre le givre en apportant de la chaleur. Cette chaleur peut être véhiculée par l'air ou l'eau dans les installations à température positive et par des résistances électriques ou par des gaz chauds du refoulement pour les installations à température négative.

La couche de glace peut être comparée à une couverture sur un radiateur. Pour obtenir la même puissance, il faut augmenter la température de l'eau et diminuer le rendement de la chaudière.

Dans le cas des évaporateurs à eau ou « chiller », l'eau en circulation doit être maintenue à une valeur minimale de 5°C. C'est le rôle du **thermostat antigel**. On imagine les conséquences d'une prise en glace de l'évaporateur et les détériorations par éclatement des conduites.

Dans le cas d'un climatiseur, une température d'évaporation inférieure à 0°C est un signe de dysfonctionnement.

L'échange thermique au niveau de l'évaporateur étant moins bon, la production des vapeurs de fluide diminue et donc la BP diminue. La température d'évaporation est plus basse, ce qui augmente le phénomène de givrage. L'effet est donc cumulatif.

En conclusion, le givrage de l'évaporateur fait diminuer la puissance frigorifique.

Quelles sont les méthodes de dégivrage ?

1. Dégivrage des chambres à température positive.

Dans ces installations, le dégivrage se fait généralement avec l'air ambiant du local (climatisation) ou de la chambre froide.

Pendant le dégivrage, le groupe frigorifique est mis à l'arrêt. La commande se fait à partir d'une horloge programmable ou programmateur

Le ou les ventilateur(s) d'évaporateur peuvent être en marche pour accélérer le processus.

2. Dégivrage des chambres à température négative

a. Dégivrage par soufflage d'air chaud

Par circulation d'air chauffé par des résistances électriques.

b. Dégivrage par chauffage de l'évaporateur

Par résistance électrique dans les ailettes de l'évaporateur

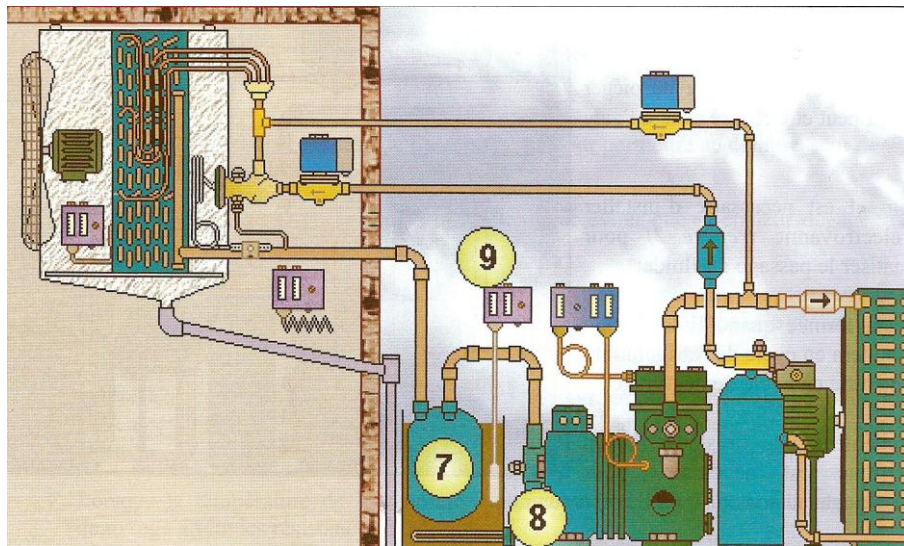


Figure 2.18 Source Kotzaoglanian

c. Dégivrage par gaz chauds

Cette méthode consiste à injecter dans l'évaporateur les gaz chauds prélevés au refoulement du compresseur via une électrovanne de dégivrage.

Si trois évaporateurs sont utilisés dans une chambre froide, il est possible de dégivrer un évaporateur à la fois et faire fonctionner les autres avec le dégivrage par injection de gaz chaud.

La résistance électrique est plus économique pour un seul poste de froid.

d. Dégivrage par inversion de cycle

Application particulière du principe de la pompe à chaleur permettant d'utiliser le condenseur comme source de chaleur pour le cycle de dégivrage. Dans les installations à un seul évaporateur et dans les installations réversibles (ex : climatiseurs réversibles chaud/froid), on utilise une vanne à 4 voies d'inversion de cycle.

L'évaporateur devient alors condenseur pendant la durée du dégivrage. La chaleur due à la condensation provoque le dégivrage qui est rapide et économique.

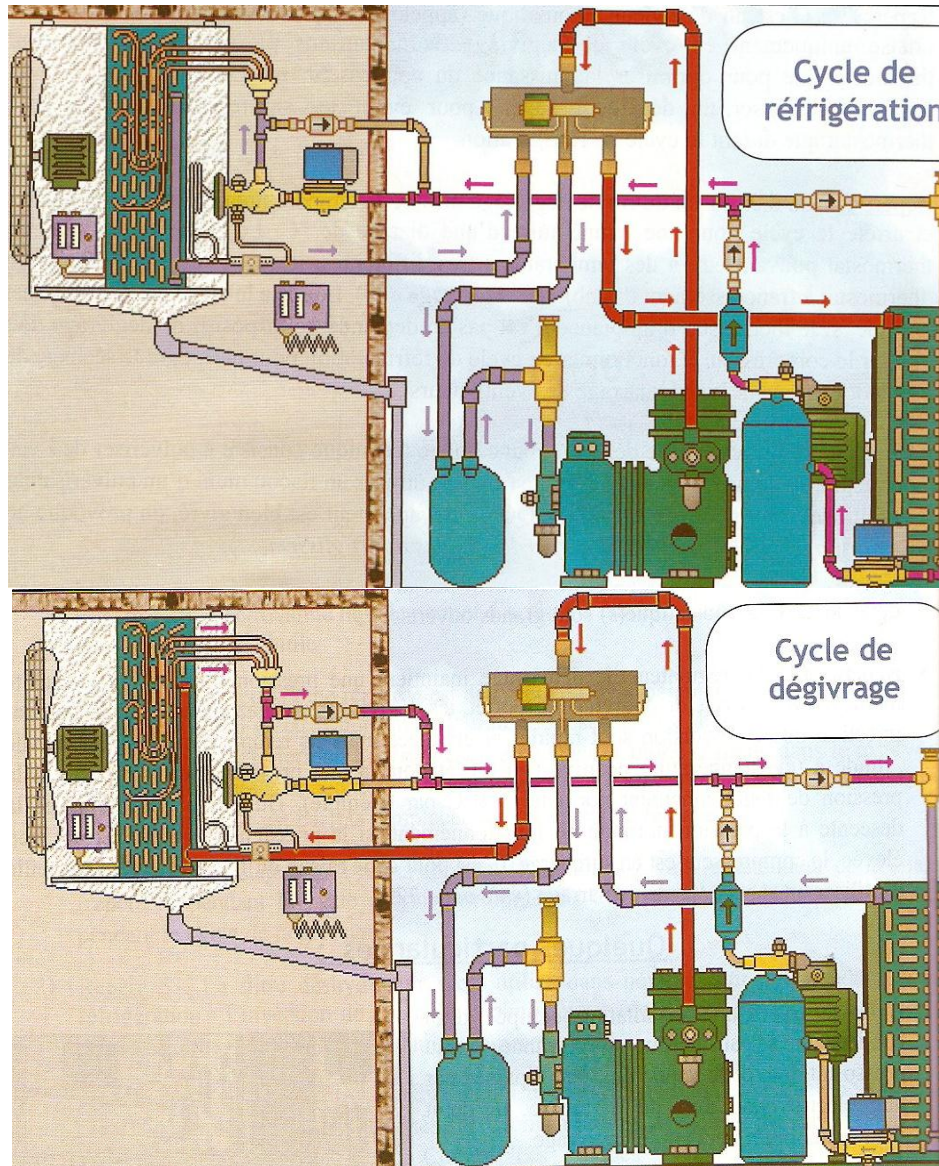


Figure 2.19 Source Kotza

Pendant le cycle de réfrigération, la bobine de la vanne 4 voies n'est pas alimentée.
Pendant le cycle de dégivrage, l'unité extérieure devient l'évaporateur.

2.6.2 COMPRESSEUR

Le rôle du compresseur est d'aspirer les vapeurs produites lors de l'évaporation du fluide frigorigène dans l'évaporateur à une pression faible correspondant aux conditions de fonctionnement et de refouler à haute pression ces vapeurs comprimés dans le condenseur afin de permettre leur condensation par refroidissement.

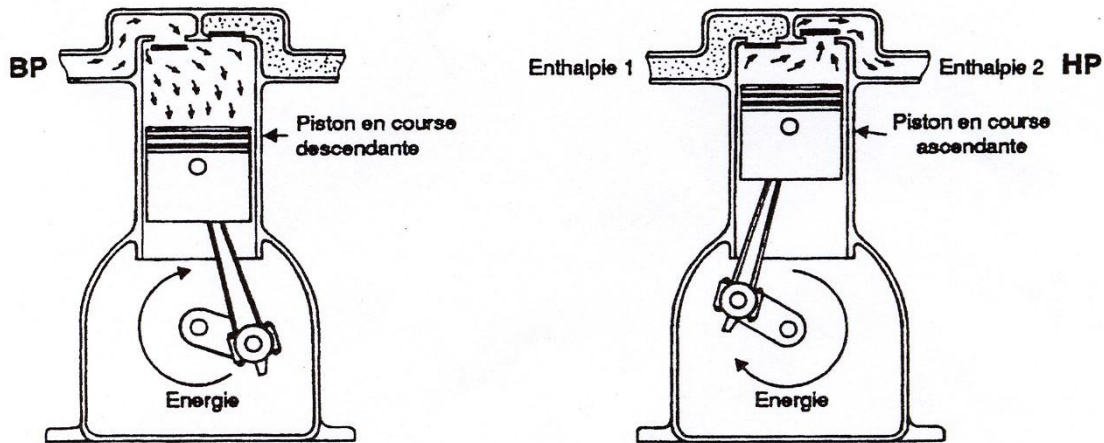


Figure 2.20

Les compresseurs peuvent être classés en **deux grandes familles** :

- compresseur **volumétrique** qui augmente la pression par réduction d'un volume de gaz
- compresseur **centrifuge** par lesquels la compression est obtenue avec la force centrifuge fournie au fluide par une roue à aube

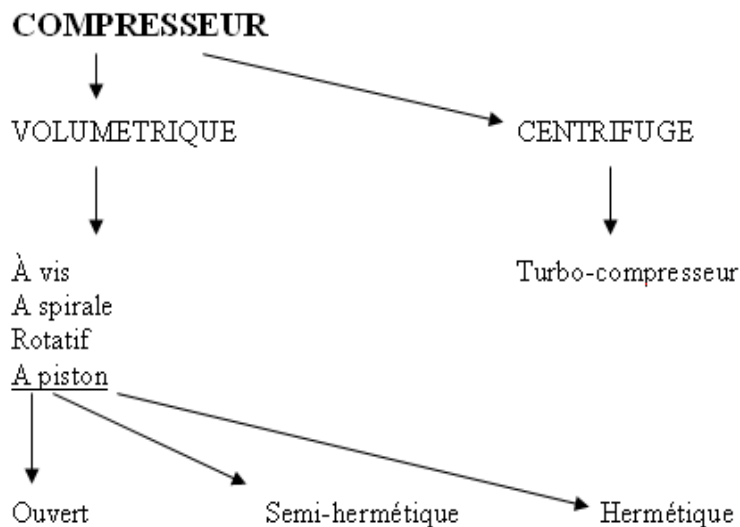


Figure 2.21

Parmi les compresseurs volumétriques, on peut distinguer :

- mouvement mécanique alternatif : type à pistons
- mouvement mécanique rotatif : type à palettes, à spirales, scroll, à vis

2.6.2.1 Cycle théorique de compression

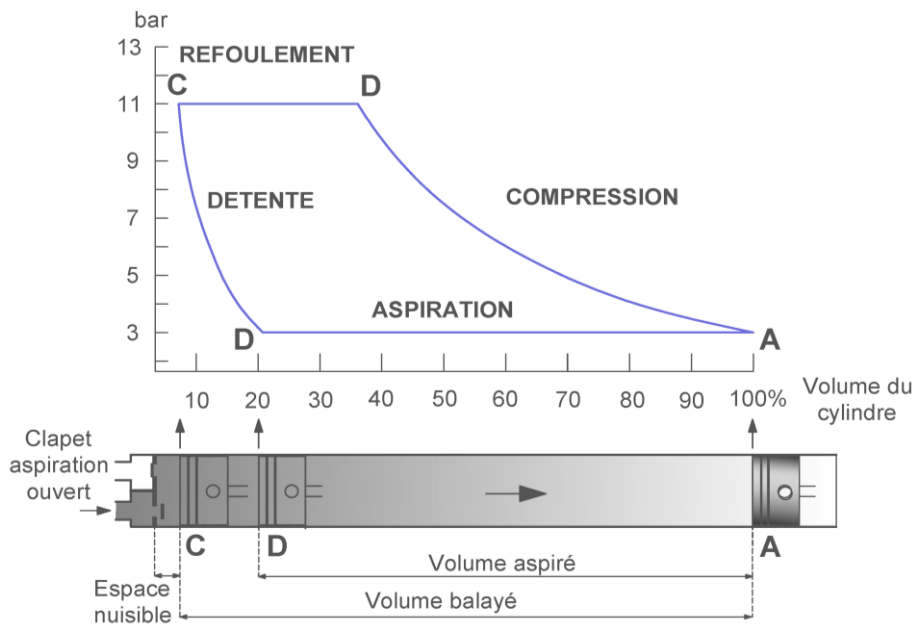


Figure 2.22

Le piston se trouve au point mort bas PMB. La totalité du volume est rempli de vapeur à une pression de 3 bars (2 bars sur le manomètre). Le piston remonte. La phase de compression débute (segment A-B) : la diminution de volume occupé par la vapeur entraîne une augmentation de la pression.

A partir de B, la pression dans le cylindre est sensiblement supérieure à la pression régnant dans la chambre de refoulement. Le clapet HP s'ouvre.

Le piston qui continue vers le point C pousse les vapeurs comprimés vers l'extérieur du cylindre : il s'agit du refoulement.

Lorsque le piston atteint le point mort haut PMH (point C), il reste un peu de vapeur comprimée à 11 bars dans un espace résiduel. Cet espace qui porte le nom d'espace nuisible. Il est nécessaire afin d'éviter que le piston ne cogne sur le sommet du cylindre, ce qui provoquerait de gros dégâts mécaniques.

Le piston redescend vers le point mort bas PMB.

La pression de la vapeur occupant le volume nuisible diminue au fur et à mesure que le volume disponible augmente. Quand le piston est au point D, la pression dans le cylindre coïncide avec la pression de la chambre d'aspiration. La course comprise entre C et D a permis de détendre la vapeur contenue dans l'espace nuisible en fin de compression.

Le piston continue à descendre. A partir du point D, la pression dans le cylindre ne suffit plus pour maintenir le clapet d'aspiration fermé et il s'ouvre sous la poussée des vapeurs de la chambre d'aspiration : il s'agit de la phase d'aspiration.

La distance DA correspond à la course réelle de l'aspiration. Ce qui veut dire, à chaque tour de vilebrequin, le compresseur va réellement aspirer un volume de vapeur correspondant au volume compris entre D et A.

Par conséquent, les transformations suivantes ont ainsi été effectuées :

- De D à A, augmentation du volume à pression constante,
- De A à B, augmentation de la pression par réduction du volume,
- De B à C, diminution du volume à pression constante,
- De C à D, diminution de pression à volume constant.

A noter que si la HP monte, la puissance frigorifique diminue. Le volume aspiré D'A est plus faible et le cylindre aspire moins de vapeur que dans le cas précédent.

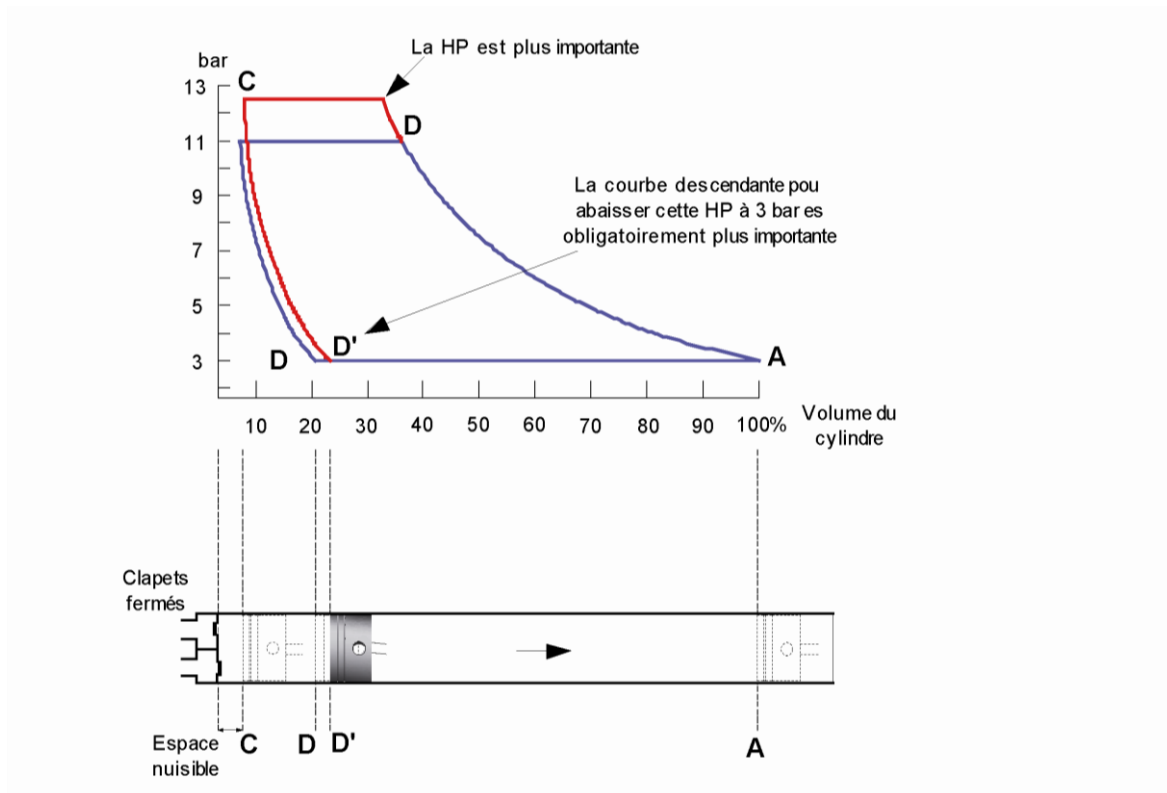


Figure 2.23

Le même problème se manifeste quand la BP diminue : la course du piston est plus importante, le volume balayé par le piston est plus faible et le débit masse de fluide diminue.

2.6.2.2 Compresseur à piston

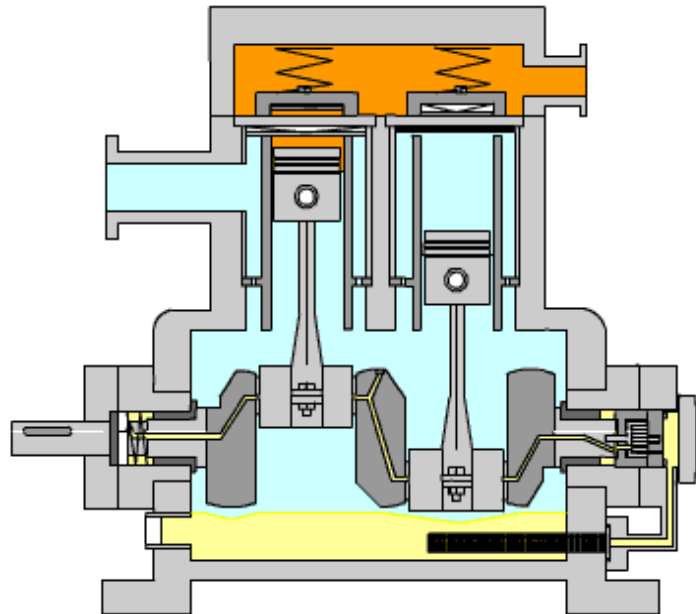


Figure 2.24

Le piston étant à la fin de sa course d'aspiration (point mort bas PMB), le cylindre est totalement rempli de vapeurs à la pression d'aspiration.

Le piston commence sa course de compression, les clapets d'aspiration et de refoulement sont fermés.

Le volume de gaz diminue au fur et à mesure de la montée du piston dans le cylindre et sa pression augmente constamment. Lorsque la pression atteint une position telle que la pression dans le cylindre soit légèrement supérieure à la pression de refoulement (surpression nécessaire pour vaincre l'inertie du clapet), le clapet de refoulement s'ouvre et les vapeurs comprimées s'échappent.

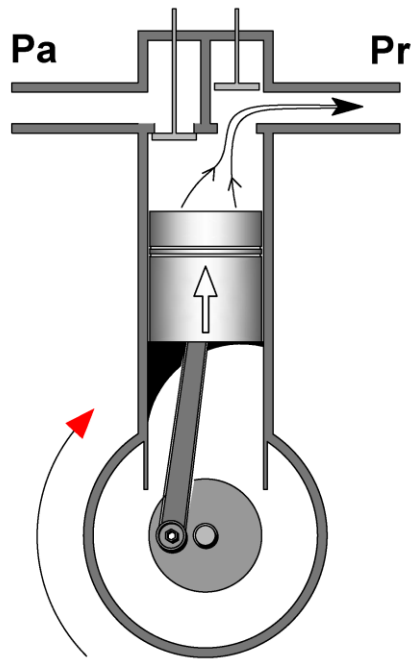


Figure 2.25

Elles continuent de s'échapper jusqu'à ce que le piston ait atteint le point mort haut PMH. A ce moment, il reste entre le haut du piston et le fond du cylindre un espace rempli de vapeurs à la pression P_r et qui n'est jamais balayé par le piston. Cet espace appelé espace mort est une nécessité mécanique afin d'éviter que le piston en fin de course ne vienne buter contre le fond du cylindre par suite de la dilatation des pièces en mouvement.

Le piston amorce sa course de descente, le clapet de refoulement retombe sur son siège mais le clapet d'aspiration reste fermé. Il ne pourra s'ouvrir que lorsque la pression des vapeurs contenues dans l'espace entre piston et plaque à clapet sera légèrement inférieure à la pression d'aspiration P_a .

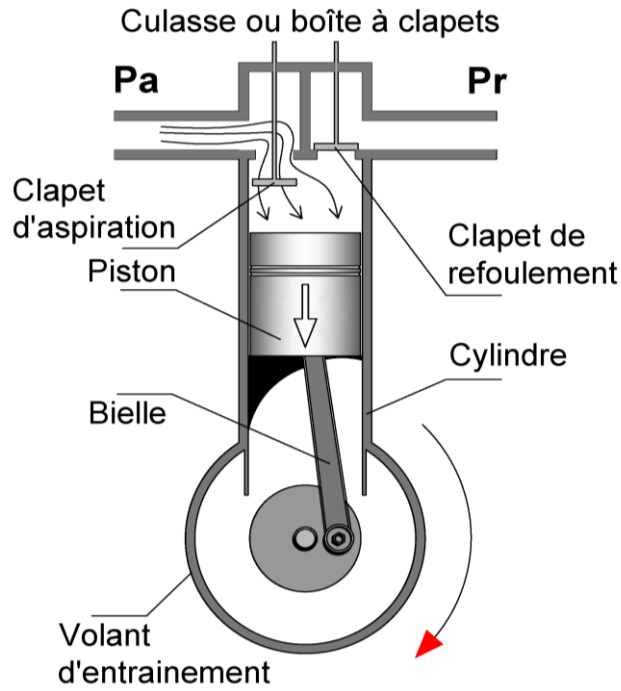


Figure 2.26

La nécessité mécanique de réserver cet espace neutre provoque un retard à l'aspiration, retard provoqué par la détente du volume de vapeur contenu dans cet espace en fin de compression. Une autre définition est la course du piston : c'est la distance parcouru par le piston du point mort haut au point mort bas.

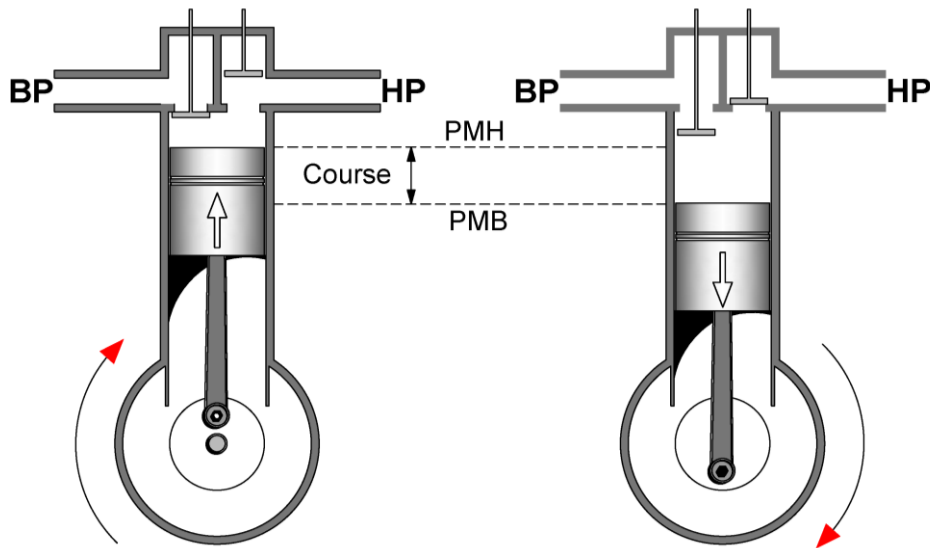


Figure 2.27

On rencontre ce type de compresseurs sous les trois formes : hermétique, semi – hermétique et ouvert. Ils sont les plus répandus du marché de la réfrigération.

1. Compresseur hermétique à pistons

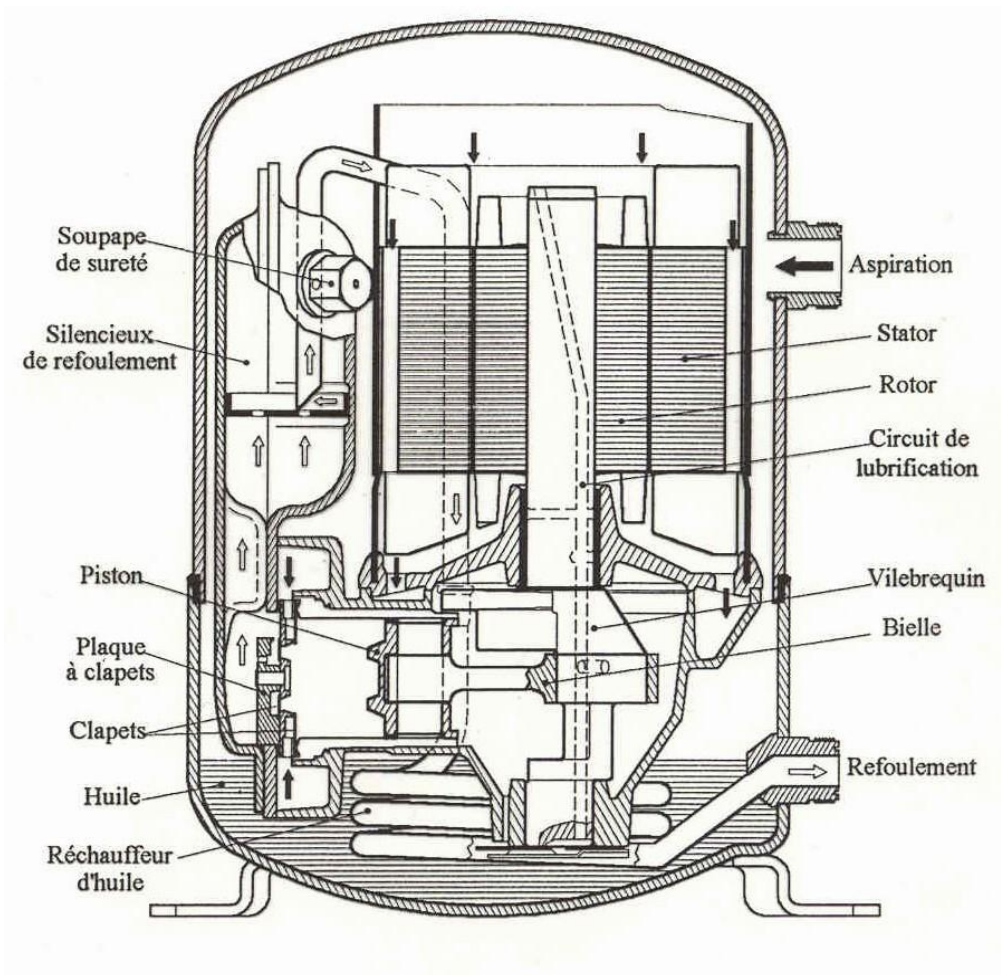


Figure 2.28

2. Compresseur semi – hermétique à pistons

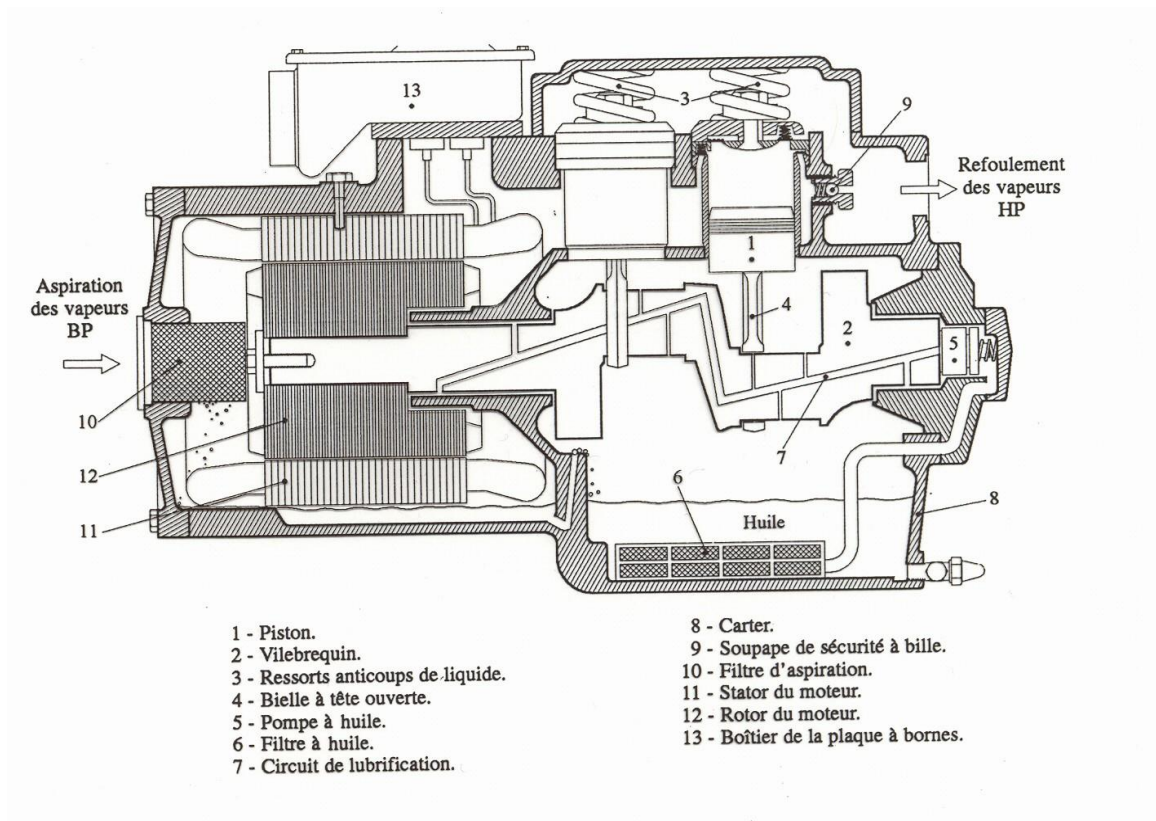


Figure 2.29

3. Compresseur ouvert à pistons

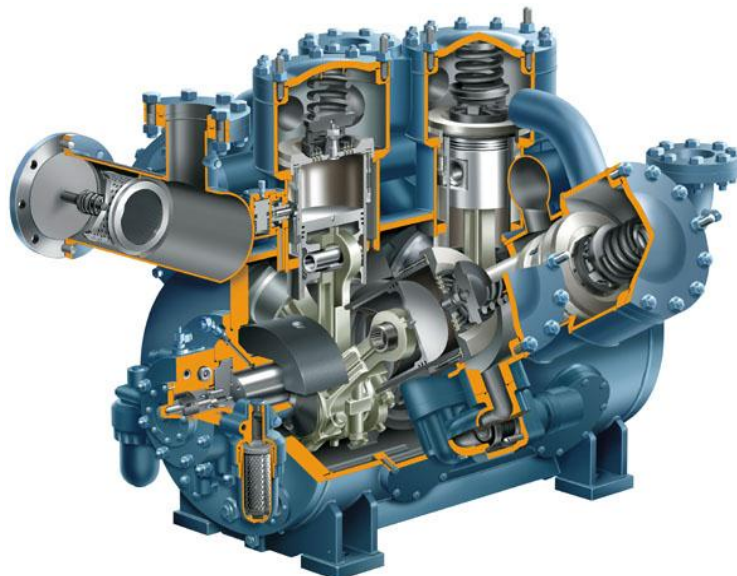


Figure 2.30

RECAPITULATIF :

	Avantages	Inconvénients
hermétique	pas de fuite	circuit pollué si compresseur défectueux
ouvert	maintenance facile (accès aux mécanismes) modifications vitesse de rotation	étanchéité limitée
semi-ouvert	combinaisons des 2 autres types	prix

Type de compresseur	Plage puissance frigorifique kW	Régulation utilisée
compresseur scroll	de 3 à 40 kW	variation de vitesse cascade
compresseur piston ouvert	de 10 à 1000 kW	variation de vitesse cascade
semi-hermétique	de 10 à 100 kW	TOR
hermétique	de quelques kW à plusieurs dizaines	
compresseur à vis	de 20 à 1200 kW	tiroirs (de 100 à 10% de la puissance)
compresseur centrifuge	de 600 à 4000 kW	aube de pré-rotation

2.6.2.3 Compresseurs rotatifs

Ce sont des compresseurs volumétriques de type rotatif.

On distingue :

- Les compresseurs rotatifs à palettes
- Les compresseurs rotatifs à piston roulant

a. Compresseurs à palettes

Le rotor comporte un certain nombre de fentes sur toute sa longueur où se logent des palettes coulissantes qui glissent sur un film d'huile lorsqu'elles sont en acier (elles peuvent également être en carbone ou en téflon). Le rotor tourne dans un stator cylindrique. Lors de la rotation, la force centrifuge fait sortir les palettes de leur emplacement : elles forment alors des cellules de compression individuelles. La rotation réduit le volume de la cellule et augmente ainsi la pression du fluide frigorigène.

Le compresseur possède généralement un clapet au refoulement mais pas à l'aspiration. Les phases d'aspiration, de compression et de refoulement sont simultanées.

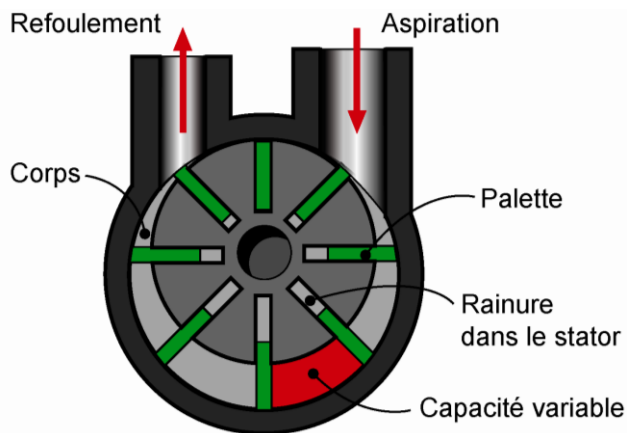
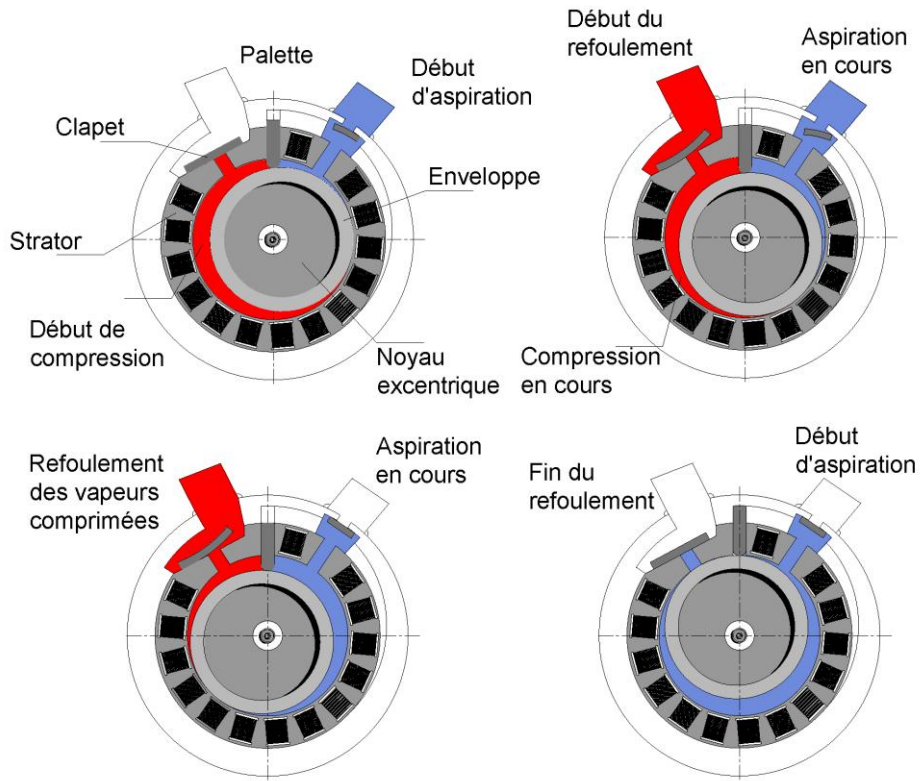


Figure 2.31

b. Compresseurs à piston roulant

Il est constitué d'un stator à l'intérieur duquel est disposé un rotor excentré. Une palette est montée sur le stator. La compression est obtenue par réduction de volume.



Figures 2.32



Figure 2.33

c. Compresseurs à spirales

On les appelle aussi compresseurs spiro-orbitaux ou « scroll ». Ce sont des compresseurs volumétriques de type rotatif.

Ils sont composés de deux spirales d'Archimède emboîtées l'une dans l'autre, une spirale fixe et une spirale mobile. Ces spirales doivent être fabriquées avec des tolérances d'usinage extrêmement étroites. Emboîtées, ces spirales constituent plusieurs poches en forme de croissant de lune, de tailles différentes.

La spirale supérieure est fixe et percée au centre pour le refoulement.

La spirale inférieure est mobile et animée par le moteur électrique. La spirale supérieure est fixe. L'aspiration du fluide est réalisée à la périphérie de la spirale fixe.

Dans les poches qui rétrécissent progressivement, les gaz sont comprimés sous une pression en augmentation constante et s'écoulent vers le centre de la spirale. A chaque révolution, plusieurs poches de gaz sont comprimées simultanément. De cette manière, nous obtenons un cycle de compression pratiquement continu et générant peu de vibrations.

Le volume se réduit au cours des rotations assurant la compression du fluide vers le centre de la spirale fixe où en finale a lieu le refoulement (3 rotations sont nécessaires au transfert du fluide)

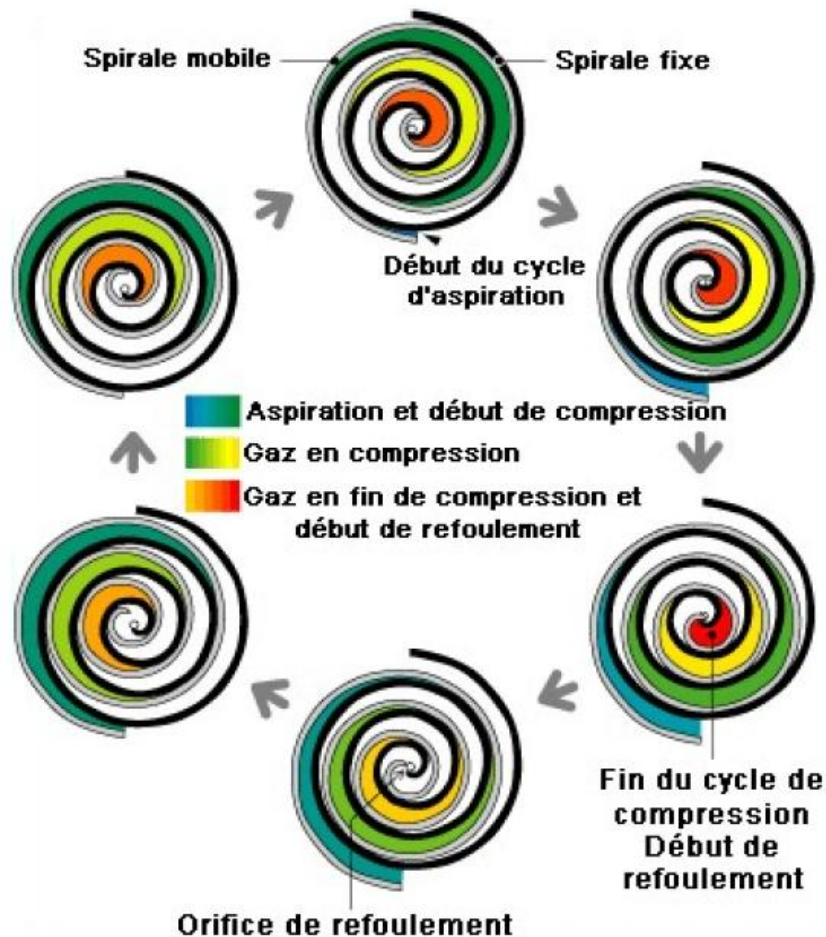
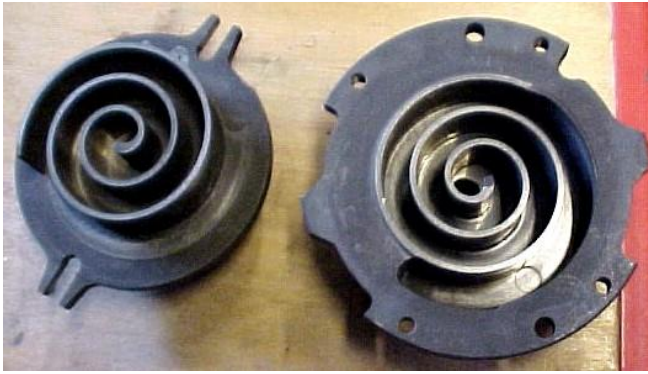
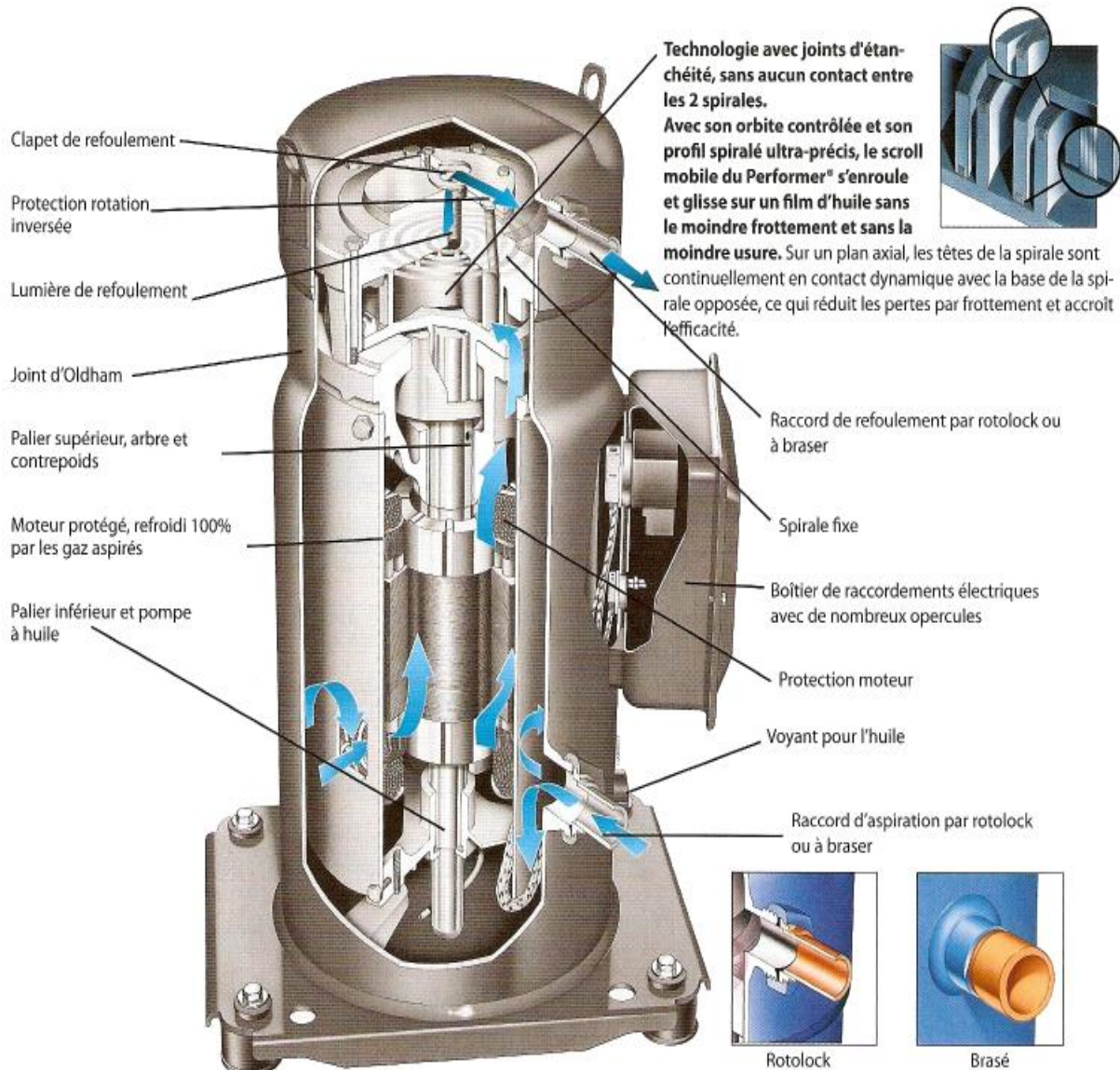


Figure 2.34



Compresseur scroll - source Danfoss



Figures 2.35

La vitesse de rotation du moteur peut atteindre 10.000 tours/min.
Il n'y a pas de clapets d'aspiration mais un clapet anti-retour au refoulement.

A puissance égale, les compresseurs scroll sont en général plus silencieux que la plupart des compresseurs à pistons hermétiques.

Attention : un seul sens de rotation du moteur est possible

Le scroll ne possède que très peu de pièces en mouvement et ne comporte pas de pièces qui s'usent comme les compresseurs à pistons. Le couple de démarrage est faible puisqu'il démarre toujours sans charge, grâce à un clapet anti-retour implanté dans le raccord de refoulement du compresseur. Ce clapet se ferme quand le compresseur s'arrête et les gaz refoulés de l'espace sous pression retournent dans le carter en passant par la spirale assurant ainsi une égalisation interne des pressions. Au redémarrage, le clapet anti-retour ne s'ouvre que quand les spirales ont généré une augmentation de pression suffisante.

En conséquence, le compresseur n'a pas besoin de démarrer en agissant contre la pression de condensation et le moteur ne doit fournir qu'un faible couple. Il est moins sollicité au démarrage et a une durée de vie plus longue.

Ce type de compresseur a un rendement volumétrique très élevé quel que soit son taux de compression.

Il possède une protection interne contre les taux de compression élevés et une protection interne qui protège thermiquement le moteur.

Le compresseur scroll supporte des coups de liquide passagers (après un dégivrage) ce qui lui permet de s'affranchir d'une bouteille anti-coups de liquide.

Les compresseurs scroll de la marque Copeland appliquées aux basses températures comporte un raccord supplémentaire avec une fonction économiseur utilisé pour le refroidissement du compresseur.

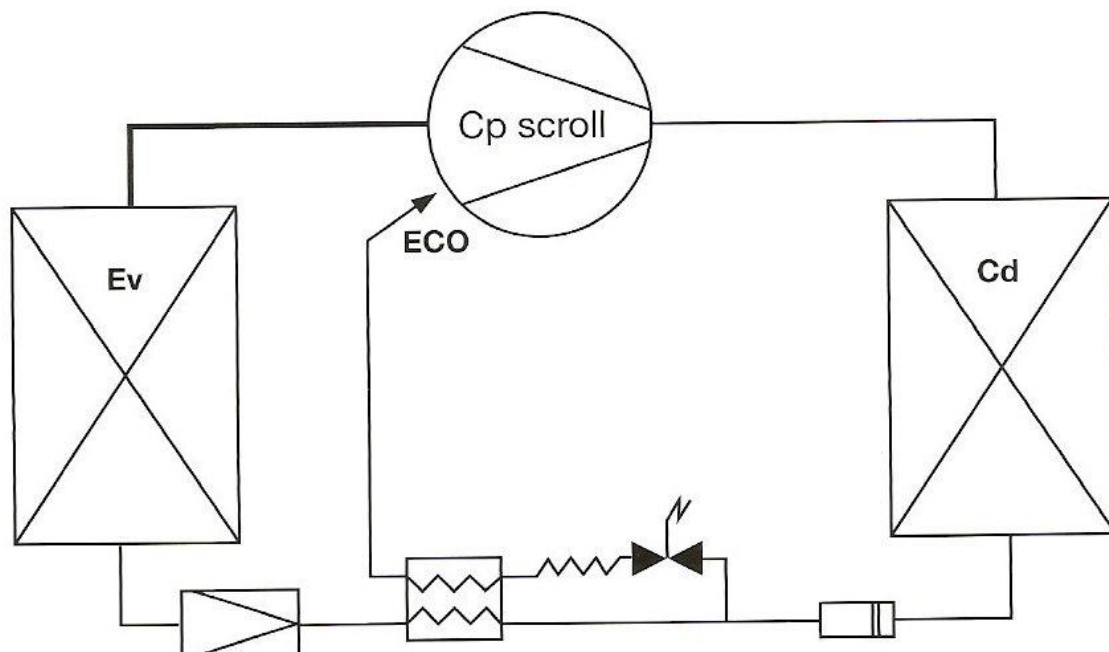


Figure 2.36

Ce refroidissement est obtenu par injection de fluide frigorigène au milieu des spirales à l'aide d'une vanne d'injection contrôlée par la température de refoulement. Ce refroidissement additionnel peut être

combiné avec un sous-refroidissement du liquide grâce à un échangeur à plaque alimenté par détendeur capillaire. La fonction ECO améliore le rendement de l'installation.

Le compresseur Digital Scroll est une solution simple et efficace pour réguler la puissance d'un compresseur.

Pour permettre un changement continu de la capacité frigorifique, le système agit en haussant la spirale fixe en réponse à la diminution de la demande. Ce fonctionnement est possible grâce à une vanne solénoïde qui met en communication la HP et la BP. Quand le fonctionnement est à pleine charge, la vanne reste fermée et le compresseur fonctionne normalement.

Quand la charge thermique diminue, la vanne commence à ouvrir et utilise la pression de refoulement pour soulever la spirale fixe.

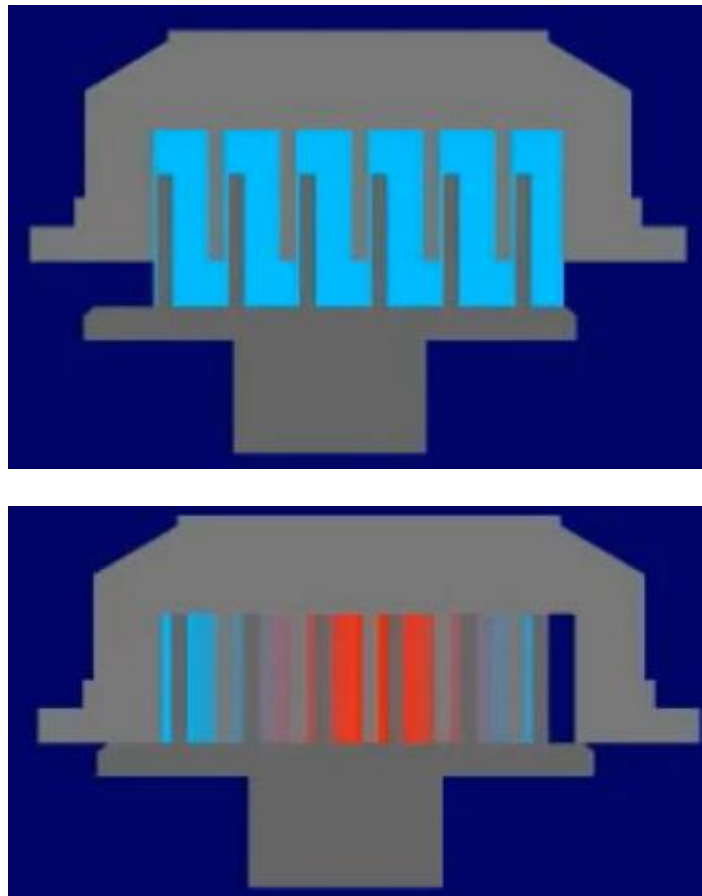
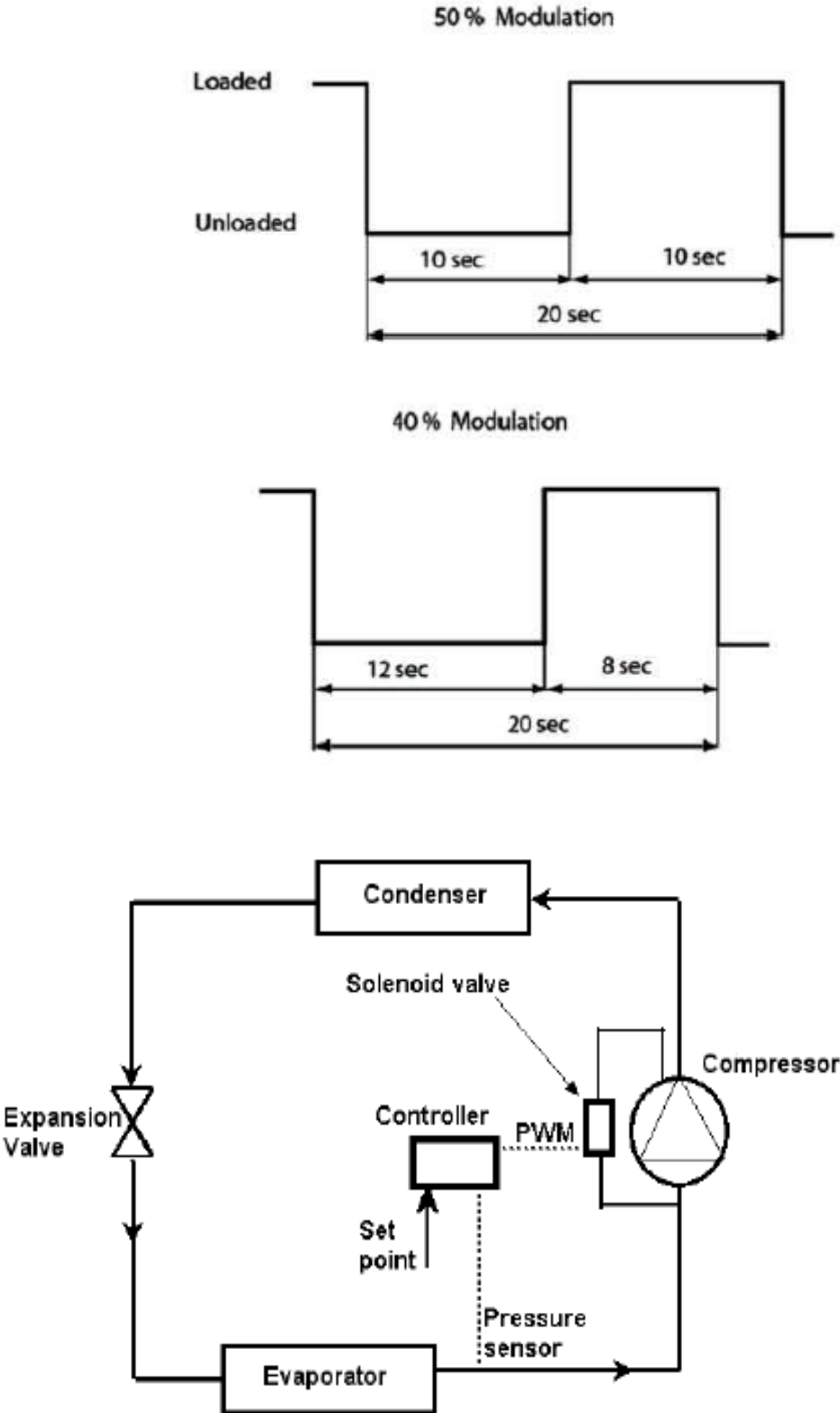


Figure 2.37

La régulation de la vanne est assurée par des impulsions :



Figures 2.38

d. Compresseurs hélicoïdaux ou à vis

Le principe de compression est réalisé à partir de 2 vis usinées avec une extrême précision. Le rotor mâle comporte 5 lobes et le rotor femelle six cannelures. Le positionnement radial et axial de ces rotors est assuré aux extrémités par des paliers à roulement. Le processus de compression s'effectue en flux continu.

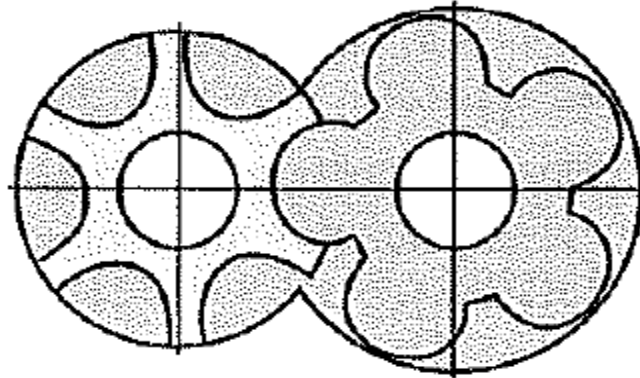


Figure 2.39

Ces compresseurs sont du type « à piston rotatif » : l'effet piston est obtenu par l'engrenage de deux rotors à l'intérieur d'un carter. Le nom « compresseur à vis » provient de la forme hélicoïdale des rotors. La rotation des deux rotors emprisonnent à l'intérieur du carter un volume de gaz qui est transporté d'un bout à l'autre des vis de façon continue et sans à coup. La compression est obtenue sans dispositif d'obturation. L'espace clos dans lequel évolue le fluide est appelé entredent. Pour éviter le retour du fluide à l'arrêt, les compresseurs à vis sont munis de clapets anti-retour. L'entraînement se fait par l'intermédiaire d'un moteur asynchrone triphasé incorporé dans le carter. Le refroidissement du moteur se fait par les gaz froids aspirés qui traversent des alésages dans le rotor du moteur. Il n'y a pas de clapets, pas d'espace mort et peu de pièces en mouvement.

La gamme des compresseurs à vis s'étend de 75 à 1000 m³/h.



Figure 2.40

Les profils asymétriques permettent de réduire l'espace de fuite entre le carter et les rotors, ce qui procure :

- un meilleur rendement volumétrique
- un volume disponible à l'aspiration plus important
- une diminution de la surface de contact entre les rotors

L'huile a une importance capitale dans le bon fonctionnement d'un compresseur à vis puisqu'elle participe en même temps à la lubrification des pièces en mouvement, à l'étanchéité de l'entredent et au refroidissement des gaz. La quantité d'huile injectée est très largement supérieure à celle nécessaire à une simple lubrification. Le mouvement de rotation développe une forte friction entre le lobe du rotor mâle et la cannelure du rotor femelle. Il est impératif que la viscosité se situe au-dessus d'une valeur limite. Faute de quoi, l'huile serait trop fluide et le maintien d'un film d'épaisseur suffisante serait compromis.

L'huile en circulation doit être refroidie dans un refroidisseur d'huile et dans certaines conditions, on peut envisager une injection directe de fluide frigorigène.

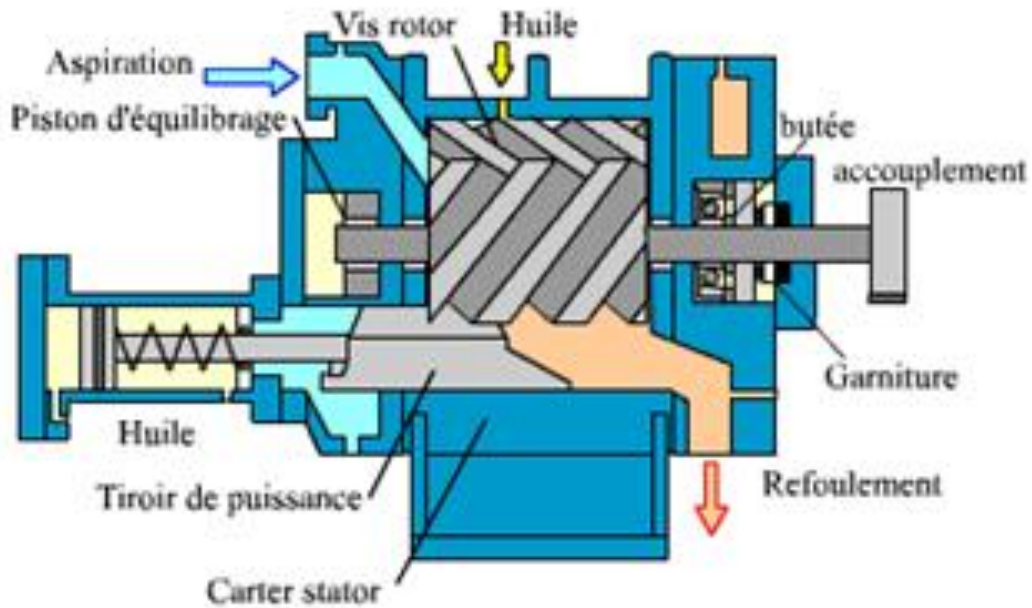


Figure 2.41

Le cycle de fonctionnement est : aspiration, compression et refoulement.

Aspiration :



Figure 2.42

Le gaz est aspiré à travers les espaces inter-lobaires. En fin de remplissage de ces espaces, l'admission est fermée et la phase d'admission se termine avec une quantité de gaz enfermée dans le compresseur

Compression :



Figure 2.43

La rotation continue, les espaces entre les lobes se réduit et le volume de gaz emmagasiné diminue, d'où une augmentation de la pression.

Refoulement :



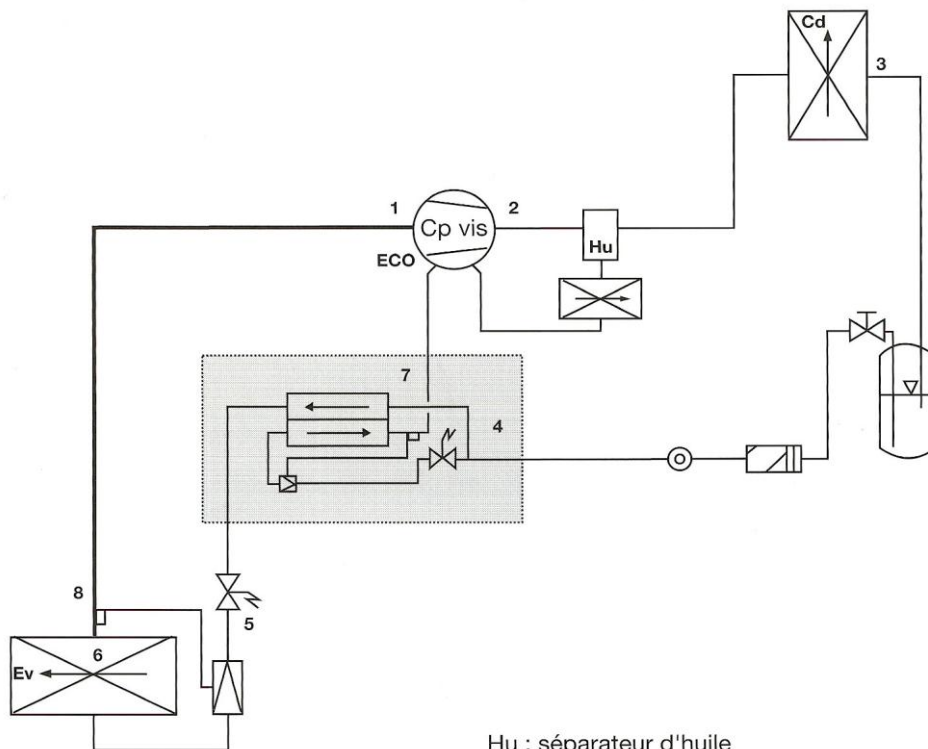
Figure 2.44

A une certaine position des rotors, le gaz comprimé atteint l'orifice de sortie et la phase de refoulement commence. Elle continue jusqu'à la complète évacuation des gaz.

Les compresseurs à vis sont équipés d'un raccord d'aspiration supplémentaire pour un fonctionnement avec économiseur. Cette fonction économiseur est utilisée dans les installations à basse température pour

- améliorer le COP ainsi que la puissance frigorifique disponible
- participer au refroidissement du compresseur et utiliser un refroidisseur d'huile plus faible

Un orifice de suralimentation placé dans un endroit précis de la zone de compression permet une injection intermédiaire et traiter une quantité supplémentaire de gaz. Le débit masse refoulée augmente ainsi que la puissance frigorifique.



Hu : séparateur d'huile

Figure 2.45

La conduite liquide 4-5 est sous-refroidie par l'échangeur à plaque. Le fluide traversant l'échangeur retourne au compresseur en moyenne pression p_7 par le raccord ECO ($p_1 < p_7 < p_2$). La conduite 4-5 doit être obligatoirement isolée ainsi que l'échangeur à plaque.

Le sous-refroidissement obtenu abaisse l'enthalpie h_5 du liquide entrant dans l'évaporateur, ce qui permet de l'alimenter avec un débit masse moins important et de sélectionner des tuyauteries de section moins importante.

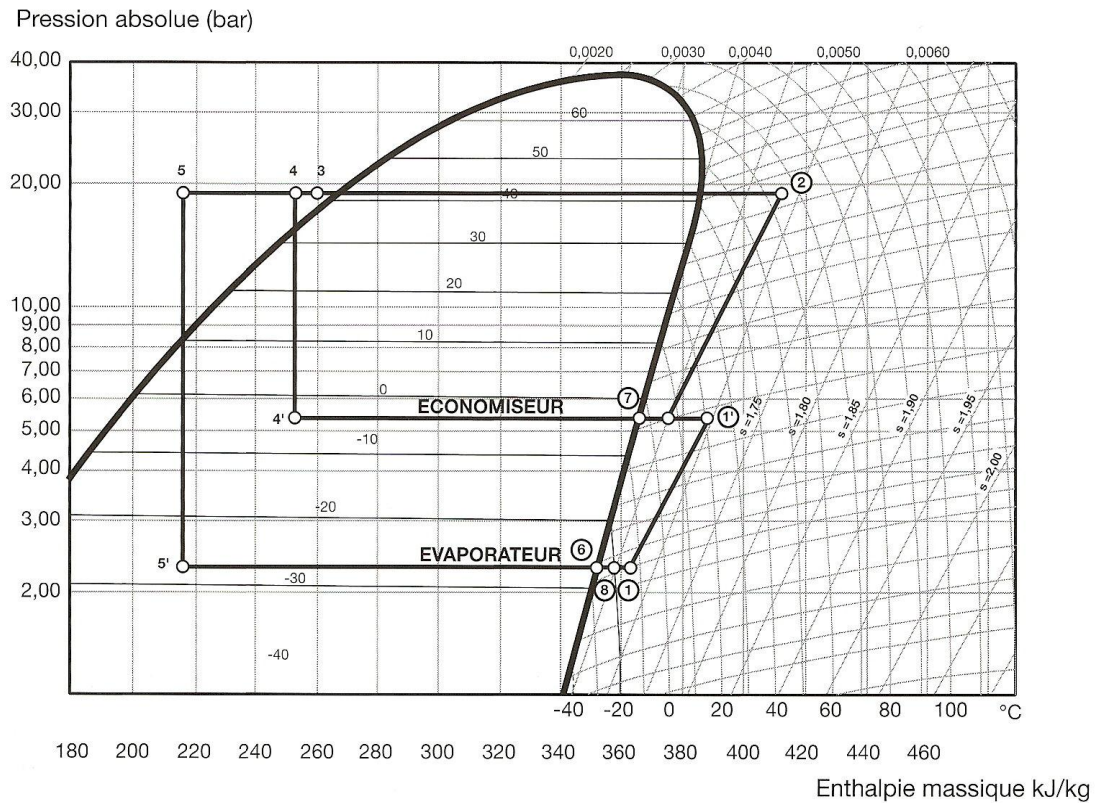


Figure 2.46

- **Avantages**

- Période de fonctionnement élevée avant maintenance
- Peu de vibrations
- Taux de compression élevé
- Peu de pièces en mouvement
- Rendement volumétrique supérieur aux pistons
- Tolérant au coup de liquide

- **Inconvénients**

- Coût élevé notamment, en raison des auxiliaires de refroidissement et de lubrification
- Niveau acoustique élevé
- Maintenance par un personnel averti
- Lubrification critique

2.6.2.4 Compresseurs centrifuges

Les compresseurs centrifuges font partie des turbo – machines.

Les vapeurs de fluide frigorigène aspirées sont mises en mouvement par une ou plusieurs roues à aubes.

L'énergie cinétique résultant de la force centrifuge est transformée en pression statique dans une conduite à section variable appelée volute.

L'élévation de pression générée par un compresseur centrifuge à une roue est faible donc il est courant de rencontrer une compression multi – étagée. Les pressions obtenues dépendent de la vitesse périphérique des roues et sont liées :

- à la vitesse de rotation (entre 3.000 et 30.000 tours/min)
- au diamètre des roues à aubes (entre 0,30 m et 2 m)
- au nombre de roues
- à la densité du fluide

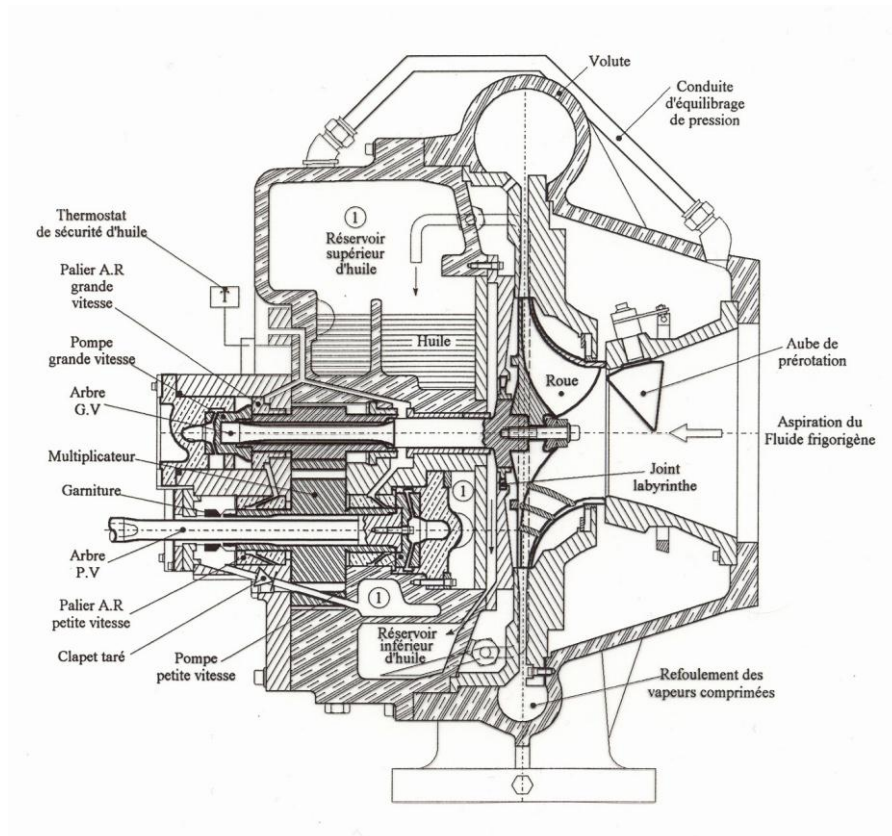


Figure 2.47

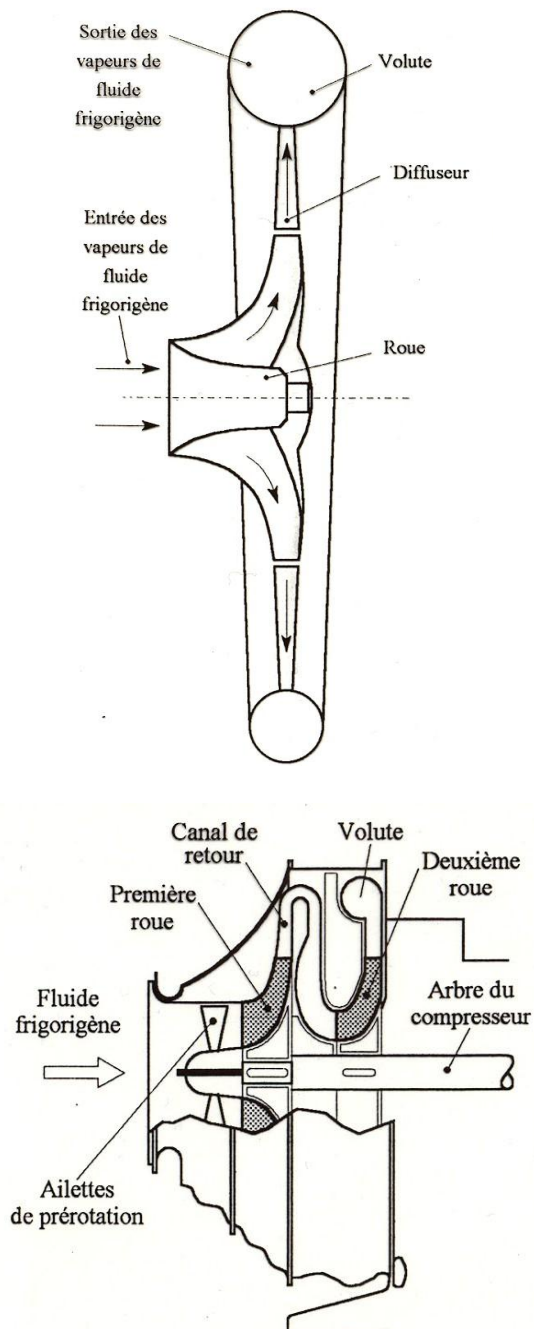


Figure 2.48

- La variation de puissance est principalement obtenue par des ailettes pivotantes disposées dans la tuyauterie d'aspiration (aubes de pré-rotation)
- Ces ailettes sont commandées à l'aide d'un dispositif hydraulique, pneumatique ou électrique.
- Le débit de vapeurs comprimées peut être très important (50.000 m³/h)

2.6.2.5 Montage des compresseurs en parallèle

Lorsque l'installation frigorifique comporte différents postes de froid, il peut être intéressant de centraliser le groupe de condensation pour améliorer le coefficient de performance global de l'installation, réduire la surface occupée et le coût d'investissement. Ce type d'installation consiste à regrouper dans une même salle des machines plusieurs compresseurs raccordés sur un collecteur commun d'aspiration et un collecteur commun de refoulement. C'est le concept de production frigorifique centralisée.



Figure 2.49

La sortie des évaporateurs est raccordée à une tuyauterie d'aspiration commune qui débouche sur le collecteur d'aspiration de la centrale frigorifique.

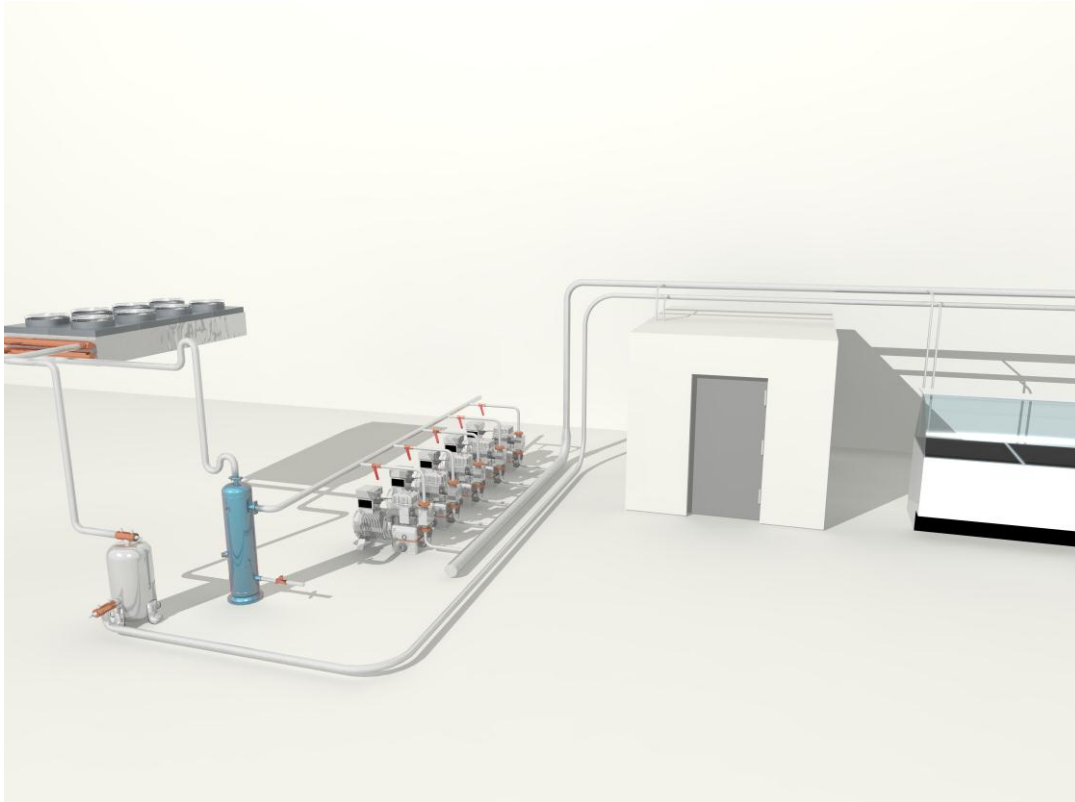


Figure 2.50

Chaque poste de froid est autonome comme s'il était équipé de son propre groupe frigorifique. Le thermostat d'ambiance commande l'ouverture ou la fermeture de la vanne d'alimentation en liquide.

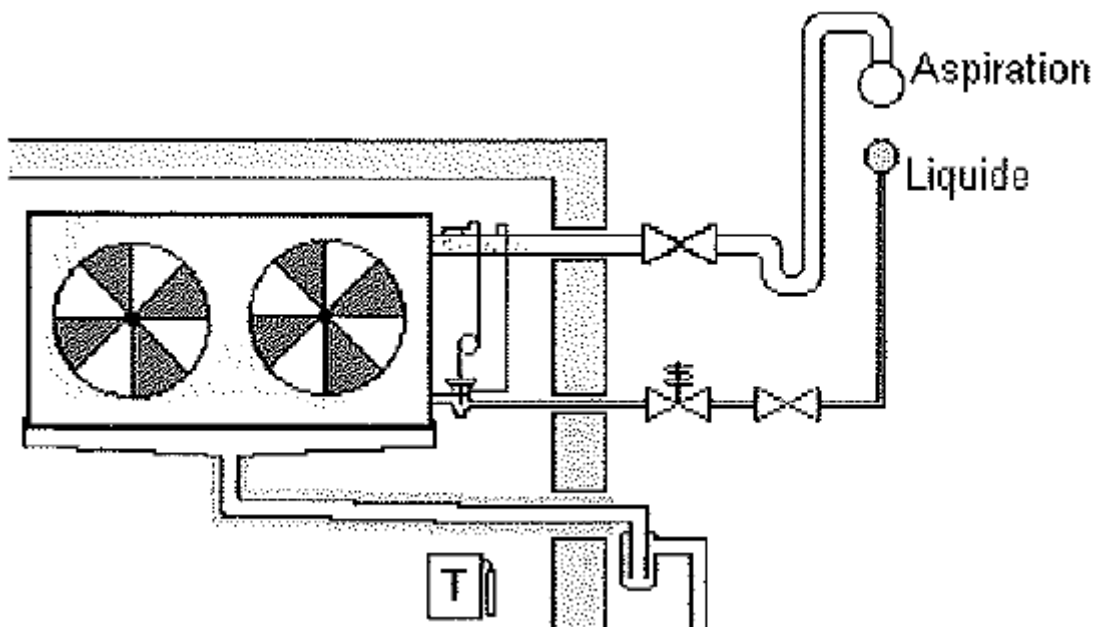


Figure 2.51

L'alimentation en liquide des évaporateurs entraîne la production de vapeur qui s'accumule dans la tuyauterie d'aspiration et fait monter la BP.
 Cette augmentation de pression est captée par le système de commande des compresseurs provoquant la mise en route en cascade des compresseurs.

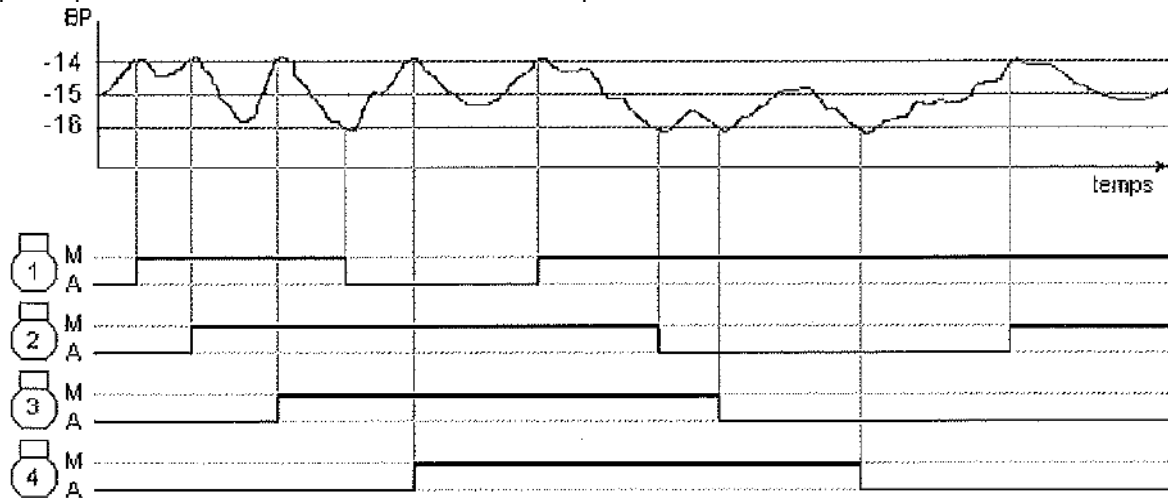


Figure 2.52

Si le nombre de compresseur en service est trop important par rapport au nombre d'évaporateurs en fonctionnement, la masse des vapeurs aspirées devient supérieure à la masse des vapeurs produite par les évaporateurs. La BP diminue.

La détection de la diminution de la BP entraîne l'arrêt d'un compresseur, ce qui diminuera le débit aspiré et tendra à stabiliser la BP.

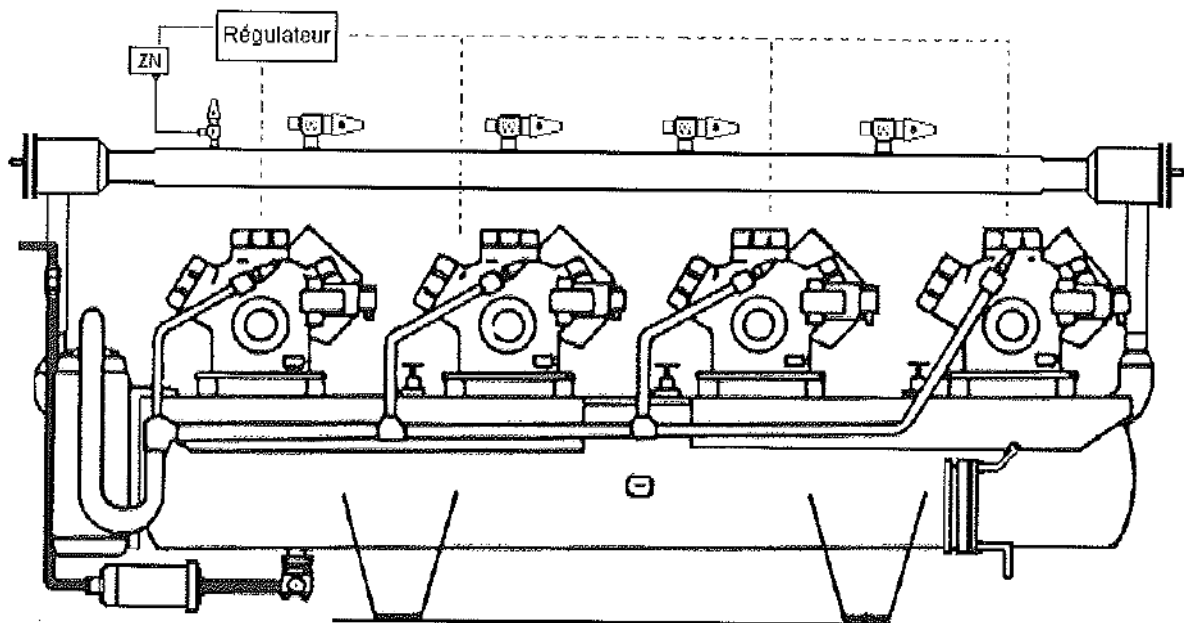


Figure 2.53

L'automatisme va donc démarrer ou arrêter des compresseurs en fonction du nombre d'évaporateurs en service, c'est à dire en fonction de la demande de froid.

L'intérêt de ce montage est :

- la possibilité d'adapter le volume balayé combiné à la charge thermique pour maintenir une basse pression peu variable
- une économie d'énergie grâce à l'arrêt de compresseurs
- une pointe d'intensité réduite lors du démarrage en cascade des compresseurs

Le maintien du niveau d'huile correct dans chaque compresseur peut être réalisé :

- **par égalisation de l'huile des carters.**

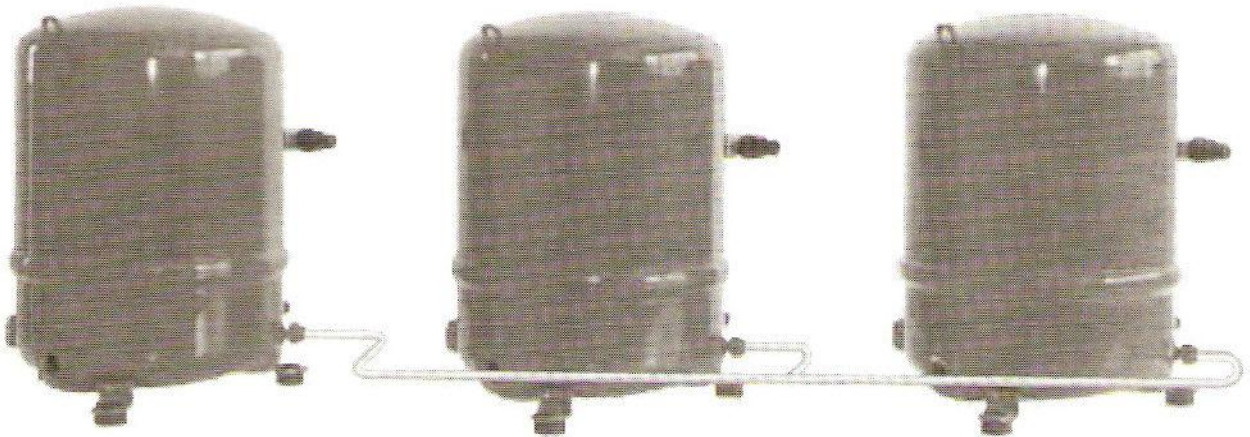


Figure 2.54

Si un compresseur reçoit plus d'huile que les autres, ce sera sans conséquence car l'huile sera répartie dans l'ensemble des compresseurs.

Le dispositif d'égalisation d'huile est complété par un tube de petit diamètre qui relie les carters par le haut. Si la pression est commune aux différents carters, le niveau aussi et ceci même si le tube d'égalisation est rempli d'huile.

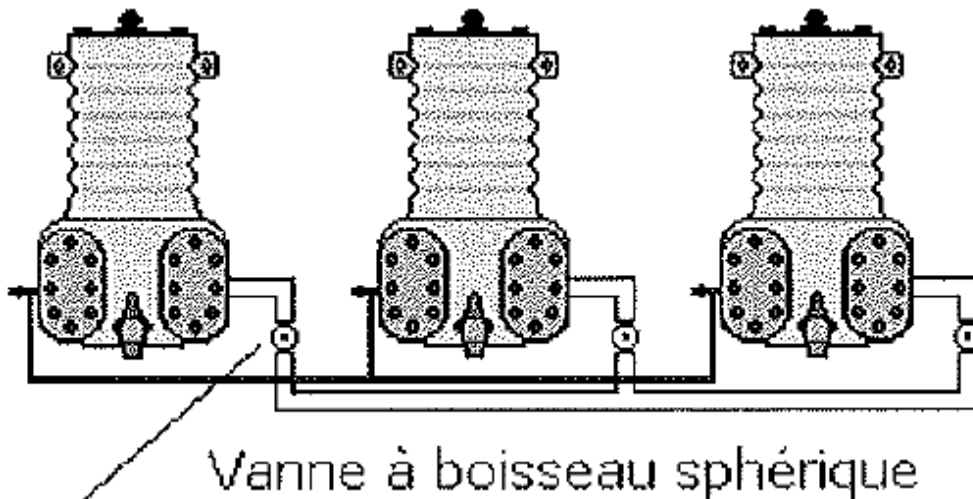


Figure 2.55

Le tube d'égalisation est conçu pour ne pas présenter de point bas et des vannes d'isolement sont prévues pour assurer la continuité de service pendant une intervention sur un compresseur.

Un séparateur d'huile commun peut être utilisé. Dans ce cas, l'huile est renvoyée au collecteur d'aspiration.

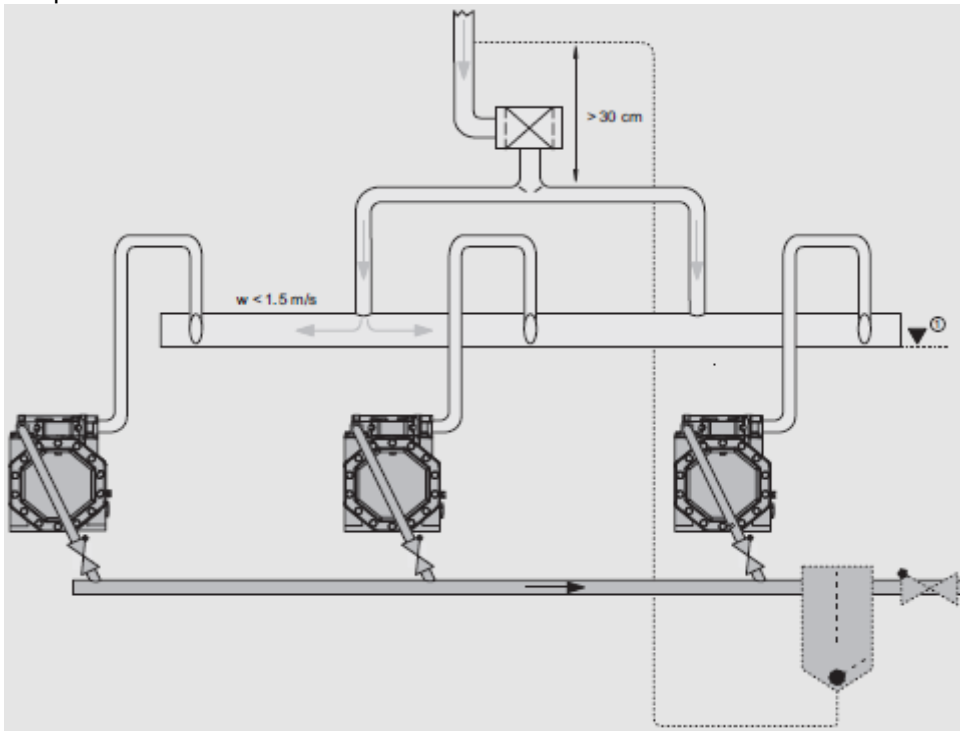


Figure 2.56

Le retour d'huile vers l'aspiration des compresseurs se fait par l'intermédiaire d'une électrovanne qui s'ouvre si un des compresseurs est en service et si la température de fond du séparateur est supérieure à 35°C. Ce système permet d'éviter d'envoyer du fluide qui se serait accidentellement condensé dans le séparateur pendant les temps d'arrêt.

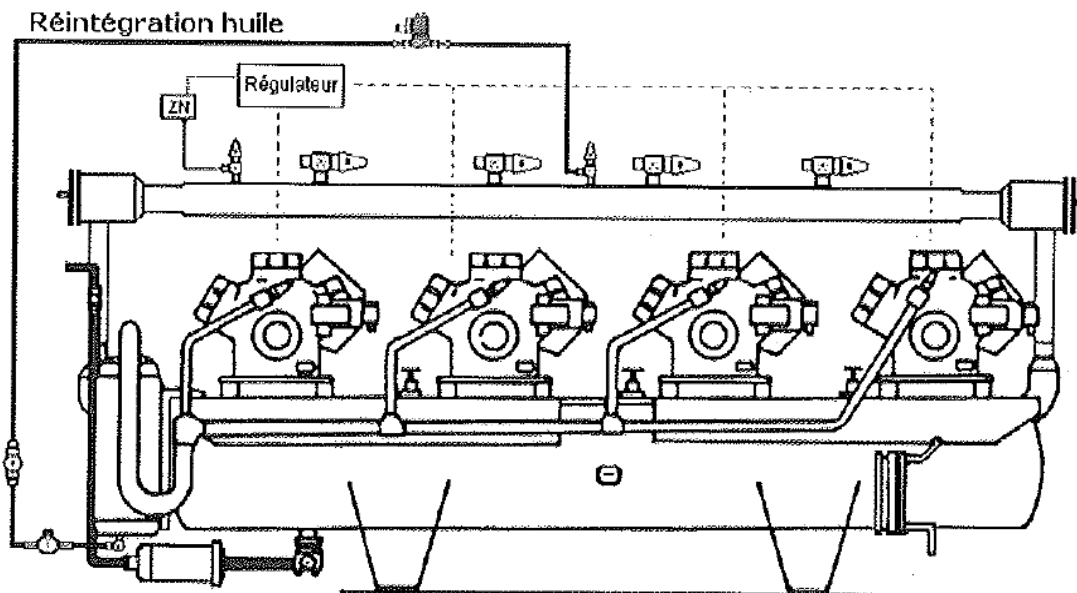


Figure 2.57

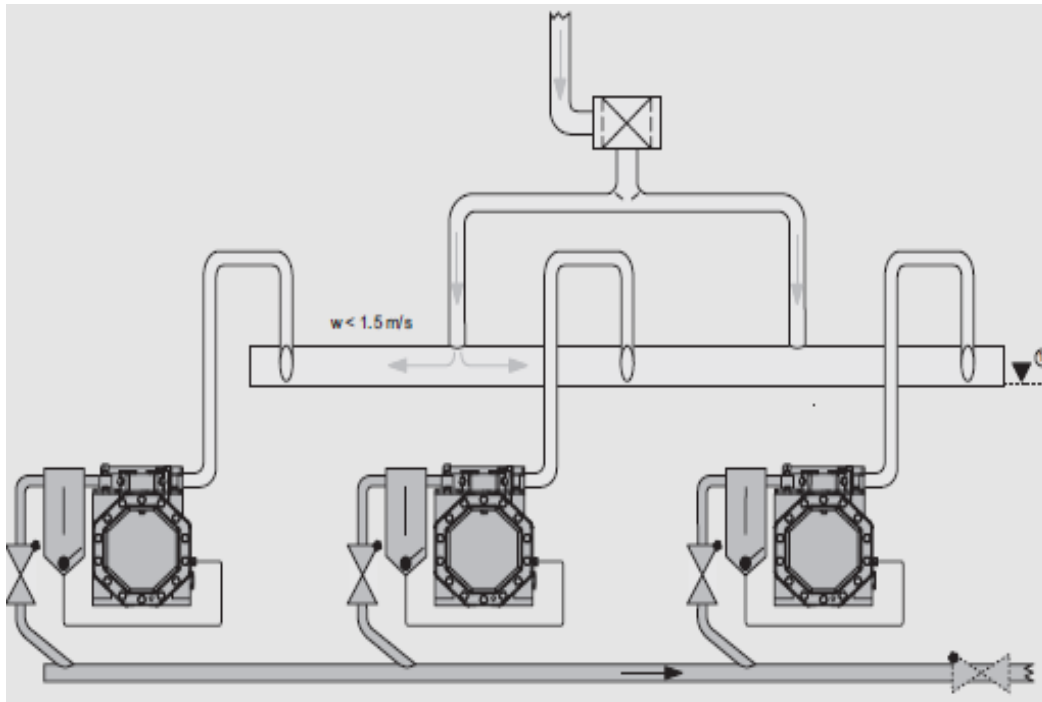


Figure 2.58

➤ A l'aide d'une **régulation du niveau d'huile dans chaque compresseur**

Les centrales frigorifiques modernes sont de plus en plus équipées d'une régulation automatique de niveau d'huile qui est chargée de rétablir le niveau par injection d'huile chaque fois que c'est nécessaire.

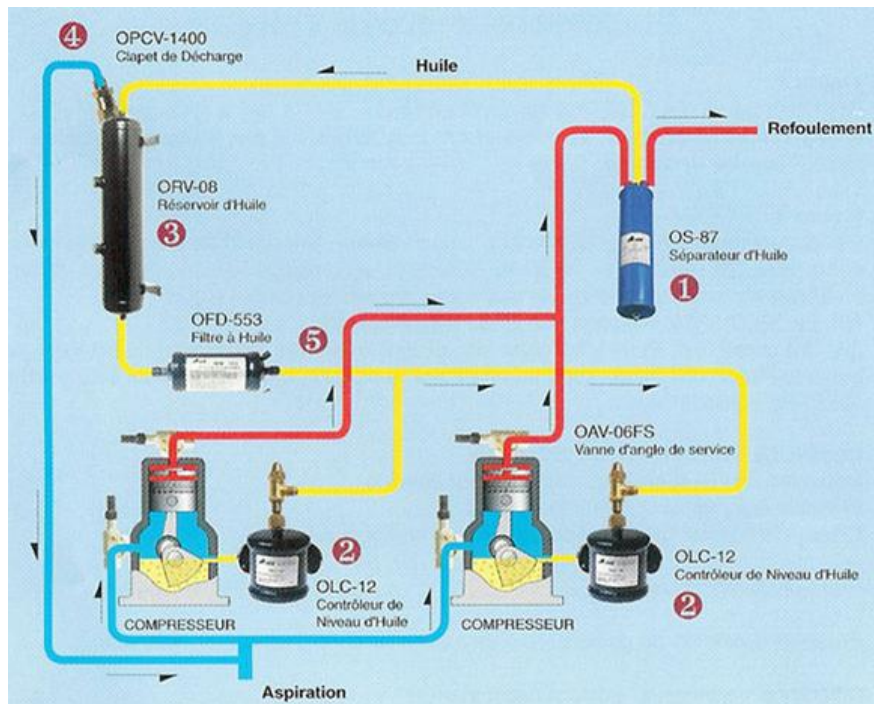


Figure 2.59 Source : US RECO

Les régulateurs sont alimentés en huile à travers un filtre et à partir d'un réservoir commun situé à un niveau plus haut et qui reçoit l'huile du séparateur. Ce réservoir commun est dégazé vers la tuyauterie d'aspiration. Grâce à un clapet de décharge taré à 1,4 bars, le réservoir est maintenu à une pression $p = BP + 1,4$ bars de façon à alimenter les

régulateurs de niveau avec une pression supérieure à celle du carter. Le dégazage du réservoir permet de purifier l'huile et d'abaisser sa température. Ceci permet de maintenir les conditions requises pour une lubrification correcte des compresseurs.

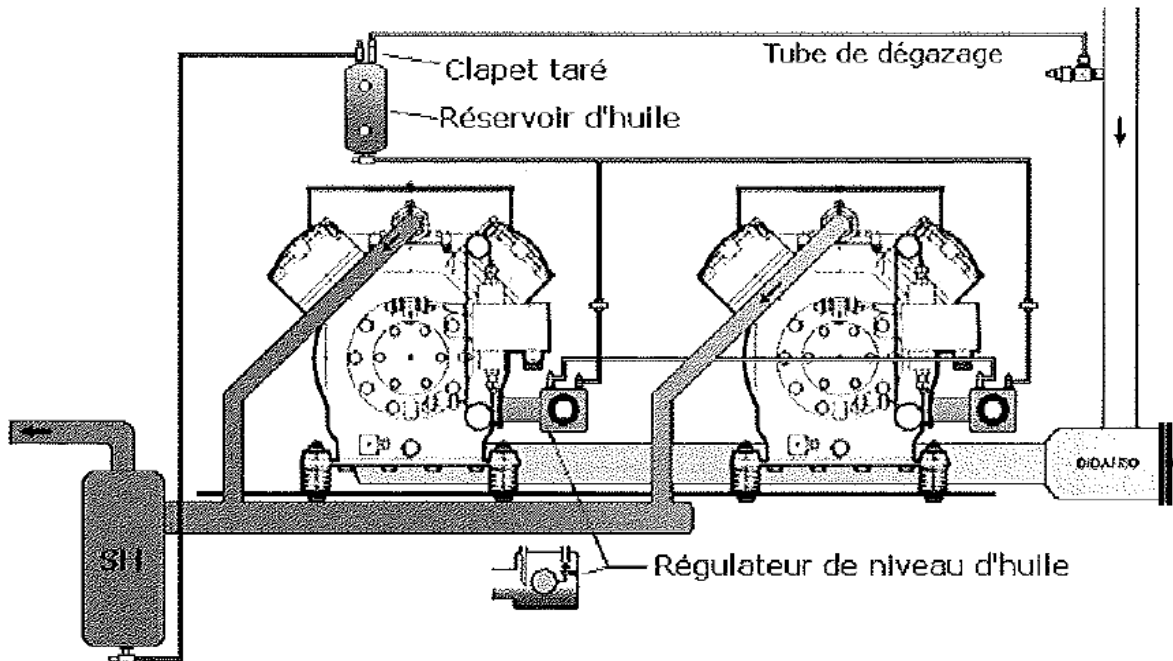


Figure 2.60

Ce système est prévu pour des compresseurs de tailles différentes, situés à des hauteurs différentes.

2.6.2.6 Régulation des compresseurs

La puissance de la machine frigorifique est généralement dimensionnée pour répondre aux conditions de fonctionnement extrêmes (période de canicule), sans compter les coefficients de majoration.

Le temps de fonctionnement du compresseur est donc généralement réduit et le nombre de démarrages est élevé. On parle de « court-cycle » du compresseur. Ce problème se manifeste surtout pour des installations fonctionnant en tout-ou-rien.

Quels sont les risques du « court-cycle » ?

- départ d'huile intempestif : à cause de la miscibilité de l'huile et du fluide frigorigène, l'huile est entraînée dans le circuit. Si le temps de fonctionnement n'est pas suffisant, le retour d'huile au compresseur n'est pas assuré et on risque une casse du compresseur par manque de lubrification
- intensité absorbée au démarrage plus élevée (influence sur la pointe quart-horaire)
- chute de la BP entraînant des variations de l'hygrométrie

Il faut choisir une régulation qui lui permette de répondre à des besoins généralement beaucoup plus faibles que la valeur nominale et fluctuant dans le temps. Cette régulation se base sur la pression d'aspiration qui traduit les demandes de l'évaporateur en froid.

Types de régulation des compresseurs :

- la régulation par "tout ou rien" (marche/arrêt ou pump-down),
- la régulation progressive de la pression d'évaporation,
- la régulation par "étages",
- la régulation par cascades (ou "centrales"),
- la mise hors service de cylindres,
- le by-pass des vapeurs refoulement-aspiration,
- l'obturation de l'orifice d'aspiration,
- la régulation par injection des gaz chauds
- la pré-rotation du fluide frigorigène dans les turbocompresseurs.
- régulation par variation de vitesse ou Inverter
- la régulation "par tiroir" des compresseurs à vis,

- **Régulation par tiroir**

Régulation de puissance de 10 à 100% au moyen d'un tiroir de régulation placé sous les rotors. Quand celui-ci est fermé, le compresseur travaille à pleine charge. Au fur et à mesure de son ouverture, la longueur effective de travail des rotors diminue de même que la puissance frigorifique. L'excès de gaz retourne à l'aspiration. Le tiroir est commandé hydrauliquement à l'aide d'un circuit d'huile du compresseur. A l'arrêt de la machine, un ressort de rappel ouvre le tiroir ce qui assure un démarrage à vide en toutes circonstances

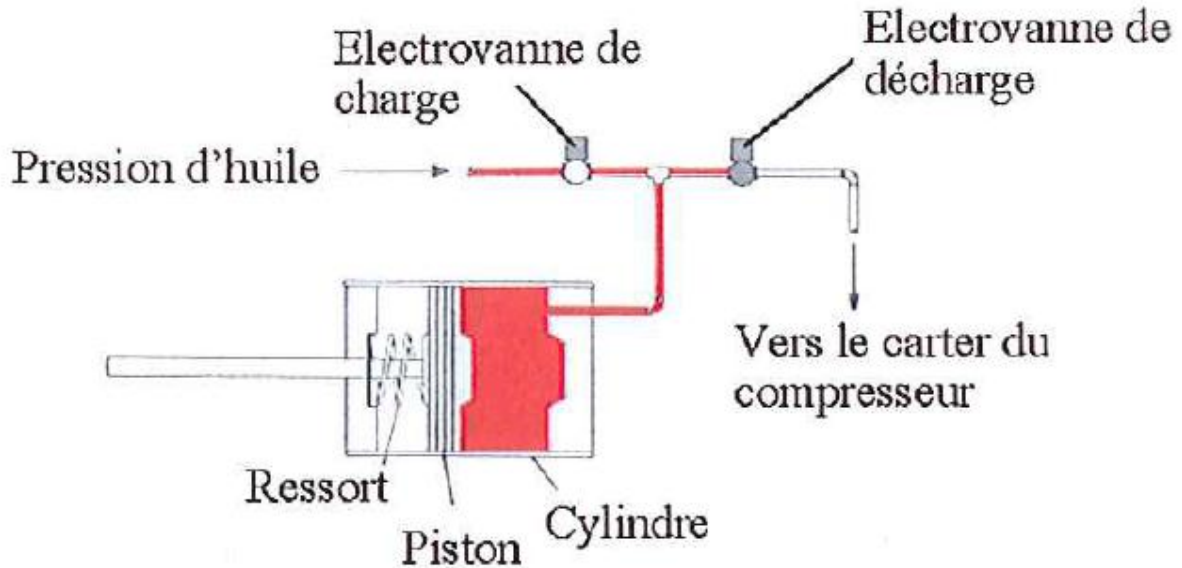


Figure 2.61

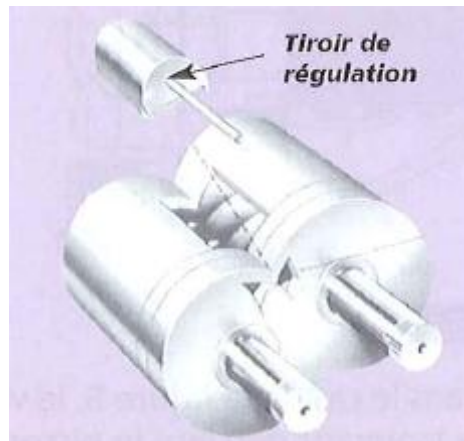


Figure 2.62

Le tiroir de régulation se compose d'un ensemble piston/cylindre. La position du tiroir dépend de la quantité d'huile sous pression qui arrive dans le cylindre. Pour un déplacement du piston vers la gauche, des impulsions sont envoyées à l'électrovanne de charge et la vanne de décharge est fermée, ce qui permet de positionner le piston à une valeur précise. Pour un déplacement du piston vers la droite, des impulsions sont envoyées à l'électrovanne de décharge et l'électrovanne de charge est fermée.

La tige de commande est reliée au tiroir de régulation se trouvant généralement en dessous des vis. Lorsque le tiroir couvre entièrement l'orifice, il n'y a aucune réduction de puissance et le compresseur comprime un volume de gaz maximum.

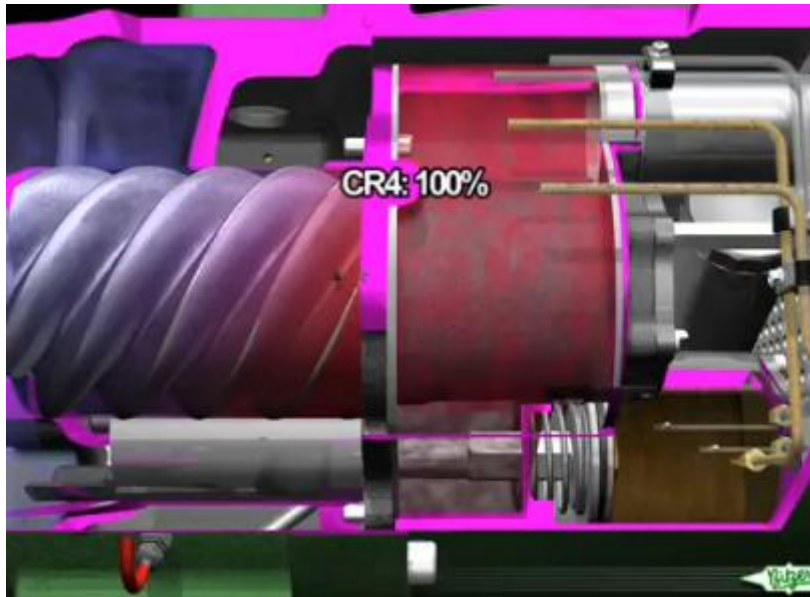


Figure 2.63

Dès que le tiroir commence à se déplacer, le compresseur rentre dans une phase de réduction de puissance. Une partie des gaz comprimés est ramenée vers l'aspiration du compresseur ce qui permet de réduire le volume balayé donc la puissance frigorifique utile.

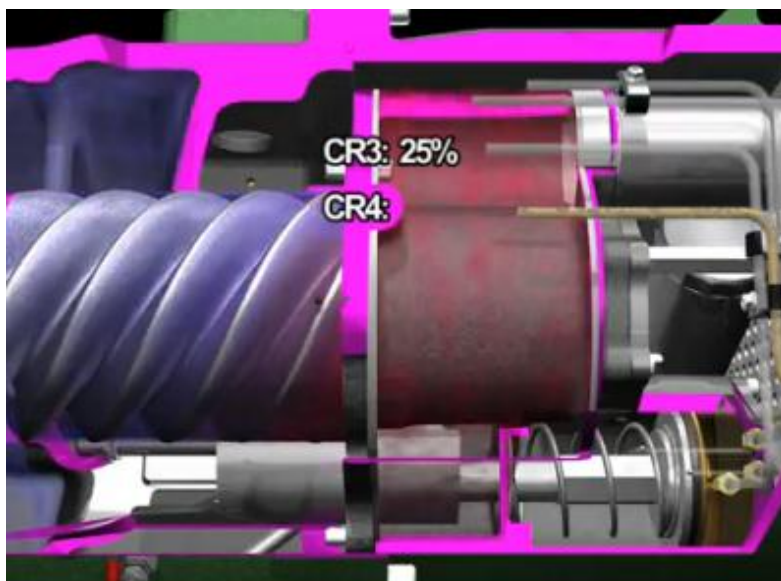


Figure 2.64

La commande de la régulation de puissance se fait à partir d'un automate qui mesure en permanence la valeur de la pression d'aspiration. Une BP élevée révèle un manque de débit masse. Le tiroir est repositionné pour faire diminuer la pression d'aspiration.

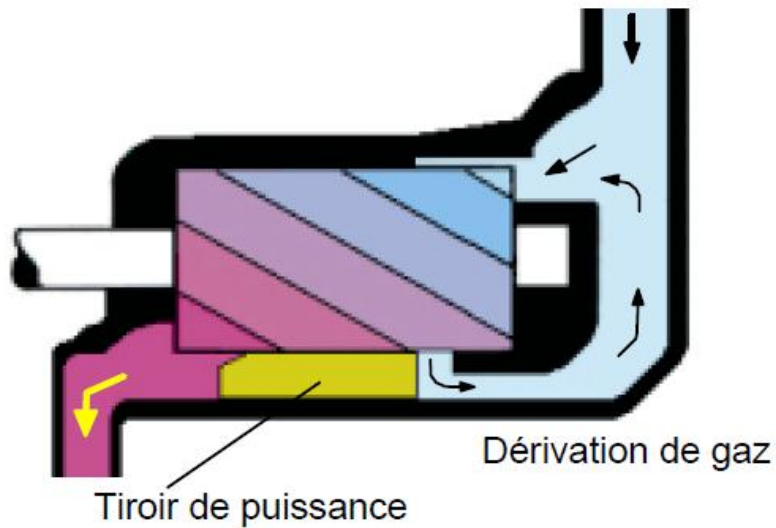


Figure 2.65 Source Didafrio

La figure ci-dessus montre la variation du volume aspiré en fonction de la réduction de puissance.

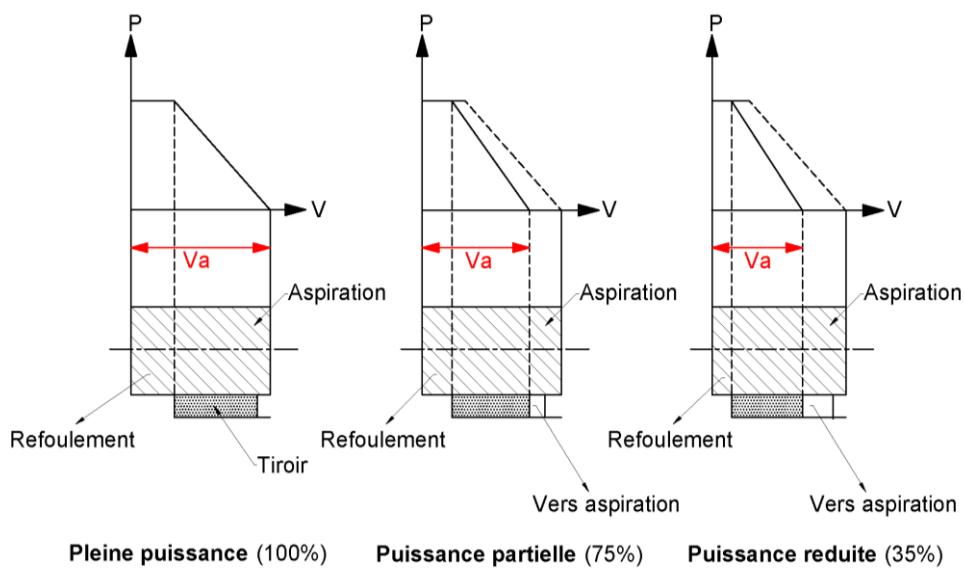


Figure 2.66

Une autre configuration est possible, en positionnant le tiroir à des valeurs prédéfinies ce qui permet d'obtenir une régulation étagée (25, 50, 75 et 100%)

- **Régulation par variation de vitesse ou Inverter**

Le coût initial est un obstacle à l'installation des systèmes à vitesse variable. De plus, les anciens systèmes induisent des courants harmoniques dans les circuits électriques. Dans un très proche avenir, ces inconvénients devraient disparaître (utilisation de moteurs à courant continu pour les plus petites puissances, marquage "CE", ...) et permettre au système "INVERTER" de couvrir le marché.

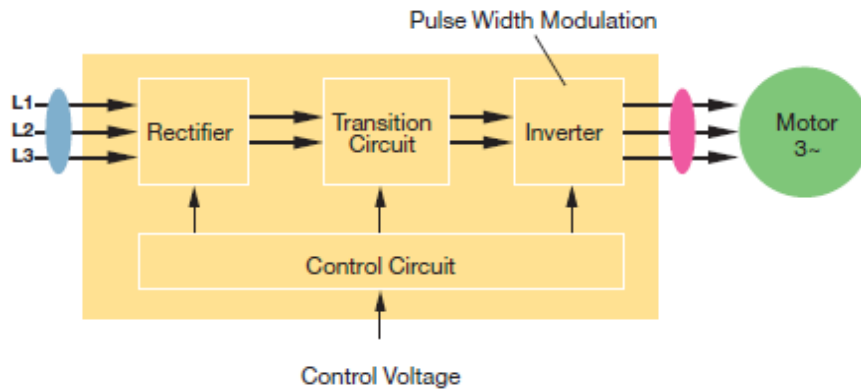


Figure 2.67

La variation de vitesse du compresseur apparaît comme le système de variation de puissance puisqu'il y a un rapport proportionnel entre la vitesse de rotation et le débit masse de fluide frigorigène. Il y a donc une proportionnalité entre la consommation et la puissance à fournir. Par contre, ce système butte sur les limites technologiques des compresseurs : la lubrification.

L'optimisation des gains énergétiques passe par le choix d'une technologie de compresseur qui se prête à la vitesse variable. La variation de vitesse peut être associée à n'importe quel technologie de compresseur mais l'ampleur des gains ou des pertes sera différente. Les compresseurs scroll et à vis se distinguent par leur faible nombre de pièces en mouvement et par leur rendement élevé.

Ci-joint une comparaison entre les compresseurs à vitesse fixe et les compresseurs à vitesse variable :

L'écart de consommation est plus important lorsque la charge thermique est faible. Les gains en efficacité énergétique associés à la vitesse variable sont d'autant plus grands que les faibles charges thermiques sont faibles.

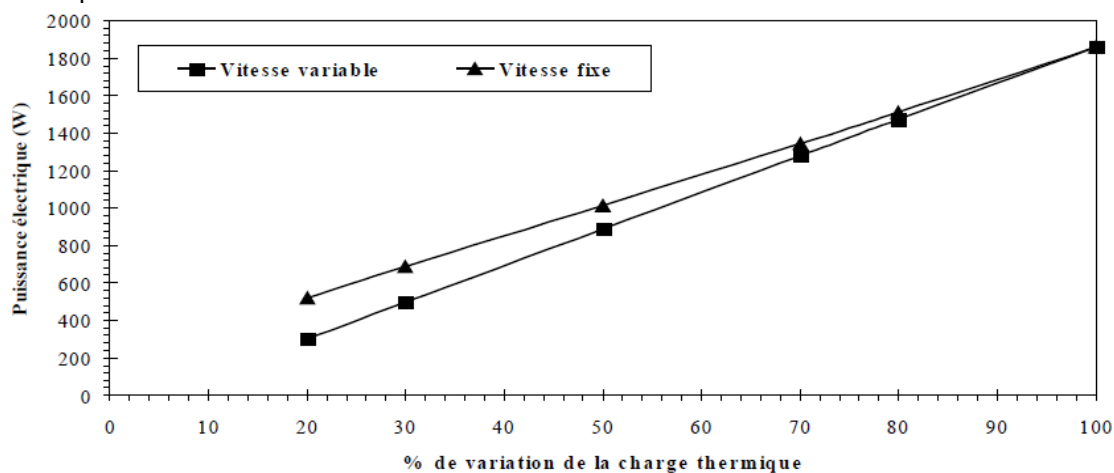


Figure 2.68

2.6.2.7 Déséquilibre des phases

Plusieurs causes peuvent entraîner un déséquilibre électrique entre les phases du moteur d'un compresseur :

- problème de raccordement : serrage, oxydation ou autre dommage des cosses et des câbles ...
- problème lié au moteur, à un condensateur : résistance d'isolement dans les enroulements moteur, ...
- différence entre la tension d'alimentation sur chacune des phases

Le moindre déséquilibre de tension peut provoquer la détérioration des connexions et donc réduire la tension fournie, tandis que les moteurs et autres charges absorbent le courant en excès, produisent un couple plus faible (associé à des contraintes mécaniques) et finissent par tomber en panne. Un déséquilibre important peut faire sauter un fusible et entraîner un fonctionnement monophasé. Le courant déséquilibré revient dans le neutre, entraînant une consommation d'énergie maximale au niveau de l'installation.

La vérification est réalisée au moyen d'une pince ampèremétrique. On vérifie que l'intensité absorbée dans chaque phase est la même que celle indiquée sur la plaquette signalétique : courant nominal I_n moteur.



Figure 2.69

La thermographie permet d'identifier rapidement les points chauds dans une installation électrique.

Des réparations immédiates ou une mise hors service doivent être effectuées lorsque la différence de température (ΔT) entre des composants électriques similaires dans des conditions de charge semblables excède 15 °C. On interprète la température en fonction du type d'application et du métal. On commence généralement à s'inquiéter pour les composants électroniques à partir de 45°C.

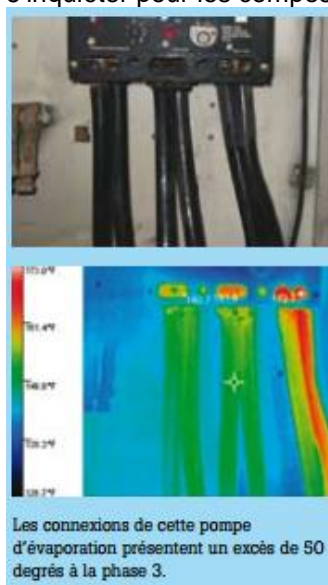


Figure 2.70

On peut se prémunir du déséquilibre en plaçant un appareil de contrôle : le relais de contrôle de phase.

Quelles sont ses fonctions ? Il contrôle :

- l'ordre de succession des phases L1 L2 L3 (sens de rotation)
- l'absence totale de phases
- la chute de tension d'une ou plusieurs phases

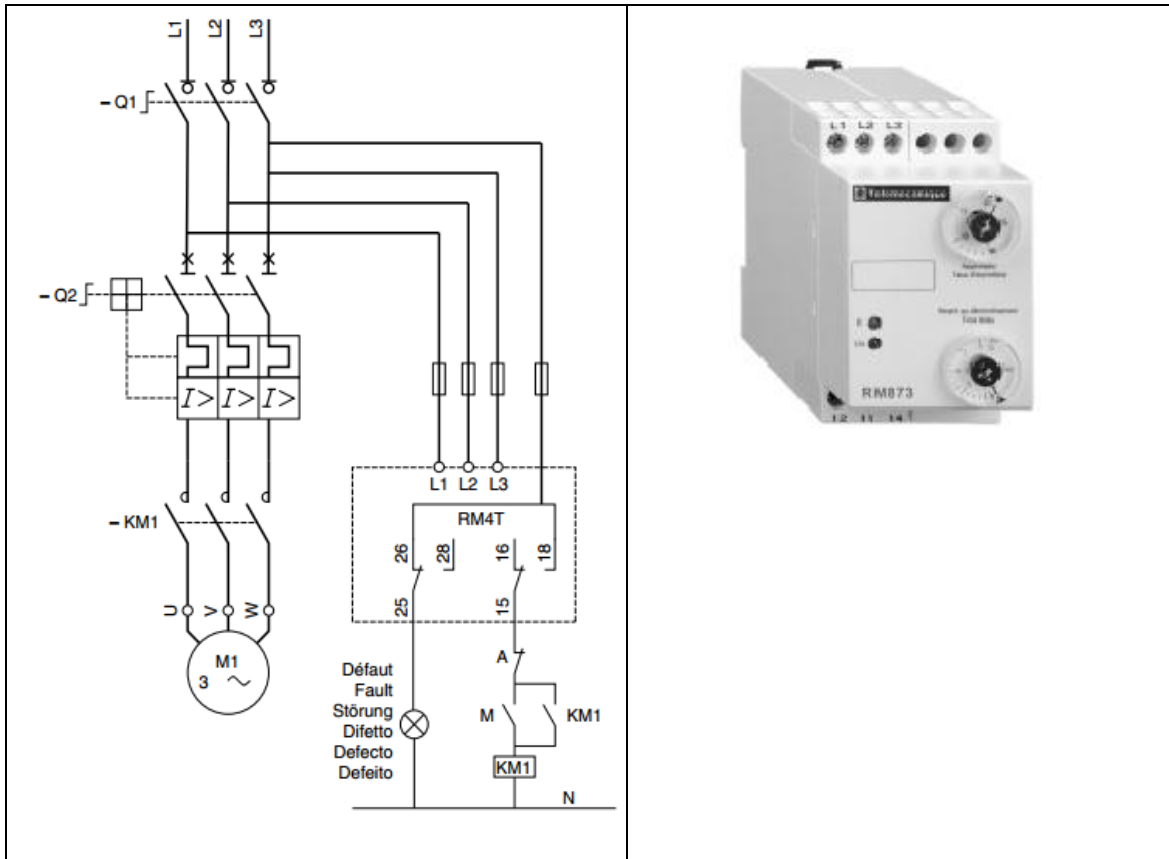


Figure 2.71

D'autres équipements permettent également de surveiller les phases d'un moteur : les variateurs de fréquence et certains démarreurs progressifs. Un défaut apparaît alors et doit être traité par un opérateur.

2.6.3 LE CONDENSEUR

Le passage de l'état vapeur vers l'état liquide s'appelle condensation. Durant ce phénomène, le fluide frigorigène va céder de l'énergie à un autre fluide (air ou eau) à une température (dite de condensation) constante tant que le mélange liquide – vapeur existe au sein du fluide.

Les vapeurs surchauffées du fluide frigorigène lors de la compression sont amenées au condenseur à haute pression et à haute température. Sous l'action du médium de refroidissement choisi (air ou eau), les vapeurs de fluide réfrigérant cèdent leur chaleur latente de condensation à ce médium et se liquéfient.

Le fluide frigorigène se trouvant à sa limite de condensation possède une température supérieure à celle du milieu extérieur. Un échange d'énergie se fait donc du fluide vers le milieu extérieur. Le fluide se condense et sort liquide du condenseur.

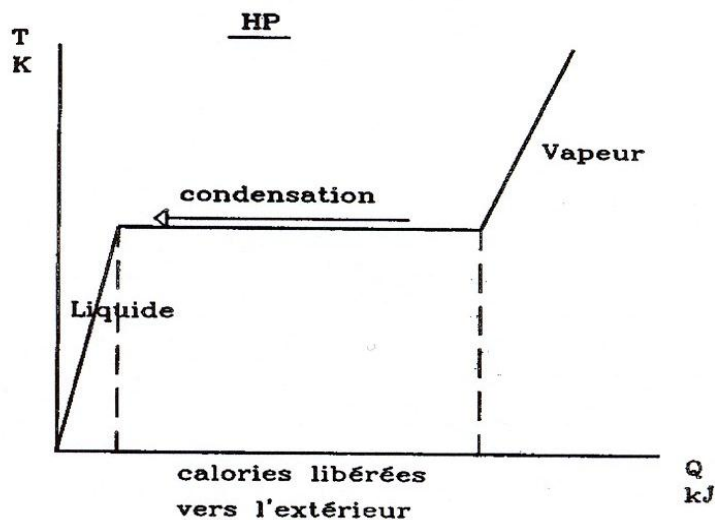


Figure 2.72

Exemple : dans l'échangeur (air/fluide) condenseur, l'air ambiant à $+ 20^{\circ}\text{C}$ prend de la chaleur au fluide frigorigène qui se condense à 40°C par exemple. Dans cet échange, l'air s'est réchauffé. On peut dire que la condensation « produit du chaud »

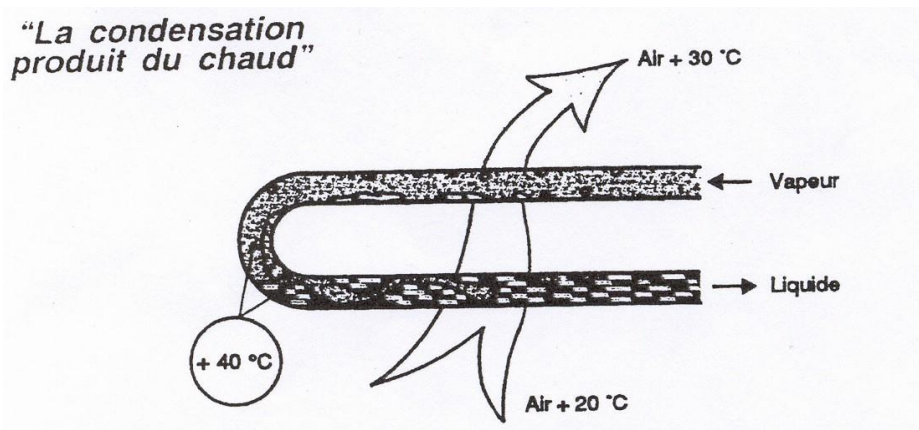


Figure 2.73

Ce qu'il faut retenir :

- Les changements d'état du fluide frigorigène (évaporation et condensation) se font à température constante et donc sous pression constante.
- L'évaporation s'effectue à la pression d'évaporation qui est beaucoup plus basse que la pression de condensation pour un fluide donné.

FONCTIONNEMENT DU CONDENSEUR.

Soit un condenseur à air ventilé monté sur une installation fonctionnant au R404A.

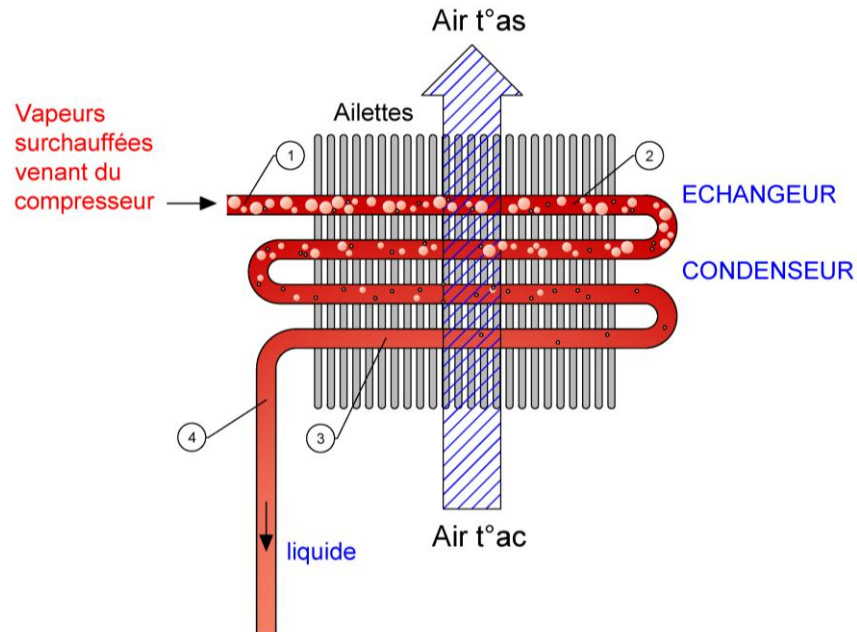


Figure 2.74

t_{ae} : Température de l'air à l'entrée du condenseur. (31°C)

t_{as} : Température de l'air à la sortie du condenseur. (25°C)

Point 1 : les vapeurs surchauffées de R404a entrent dans le condenseur venant du compresseur. La pression est de 17 bars et la température des vapeurs est élevée ($\pm 70^{\circ}\text{C}$)

Entre 1 et 2 : les vapeurs se désurchauffent par perte de chaleur sensible vers l'air ambiant pour atteindre la température de condensation.

Point 2 : la première molécule liquide de R404a apparaît. La température du R404a est de 39°C . C'est le début de la condensation ($t_{cd} = 39^{\circ}\text{C}$)

Entre 2 et 3 : phase de condensation à pression constante 17 bars et t° constante de condensation de 39°C . Dans le condenseur, il y a de moins en moins de vapeurs saturées et de plus en plus de liquide.

Point 3 : la condensation est terminée et tout le R404a est liquide et à 39°C .

Entre 3 et 4 : le liquide se refroidit de quelques degrés grâce au débit d'air sur le condenseur (perte de chaleur sensible)

Point 4 : à la sortie du condenseur, il reste du R404a liquide sous refroidi de quelques degrés (34°C). La pression est toujours de 17 bars.

Un sous refroidissement du liquide donnera la certitude d'une condensation achevée à 100% et d'alimenter le détendeur en liquide.

tas : température de l'air à la sortie du condenseur qui s'est réchauffé en « capturant »

- la chaleur sensible de désurchauffe,
- la chaleur latente de condensation du R404a,
- et la chaleur sensible du sous – refroidissement.

En d'autres mots, le condenseur sert à transmettre au médium de refroidissement (air ou eau) la chaleur contenue dans les vapeurs refoulées par le compresseur.

La quantité de chaleur à évacuer comprend :

- la chaleur sensible des vapeurs surchauffées
- la chaleur latente de liquéfaction
- la chaleur sensible du liquide jusqu'à une température se rapprochant le plus possible de celle du médium de refroidissement.

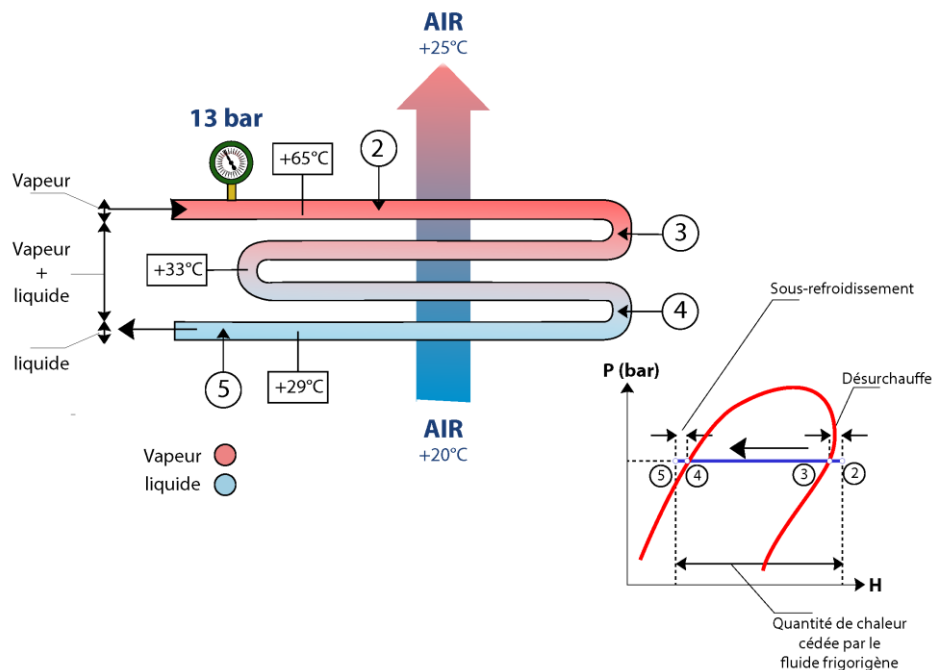


Figure 2.75

Il existe deux grandes familles de condenseurs : les condenseurs à air et les condenseurs à eau.

2.6.3.1 Condenseurs à air

L'efficacité du condenseur dépend :

1. de la construction de l'appareil (forme, dimensions, nombre de nappes, diamètre du tube, nombre, forme et écartement des ailettes, contact avec le tube, ainsi que des métaux employés pour la fabrication)
2. de la température ambiante
3. de la ventilation (profil d'hélice, pas, diamètre, vitesse et centrages sur la surface à ventiler)
4. de l'état de propreté de l'appareil
5. des conditions de fonctionnement du groupe

L'évacuation de la chaleur est assurée par la circulation d'air au travers du condenseur.

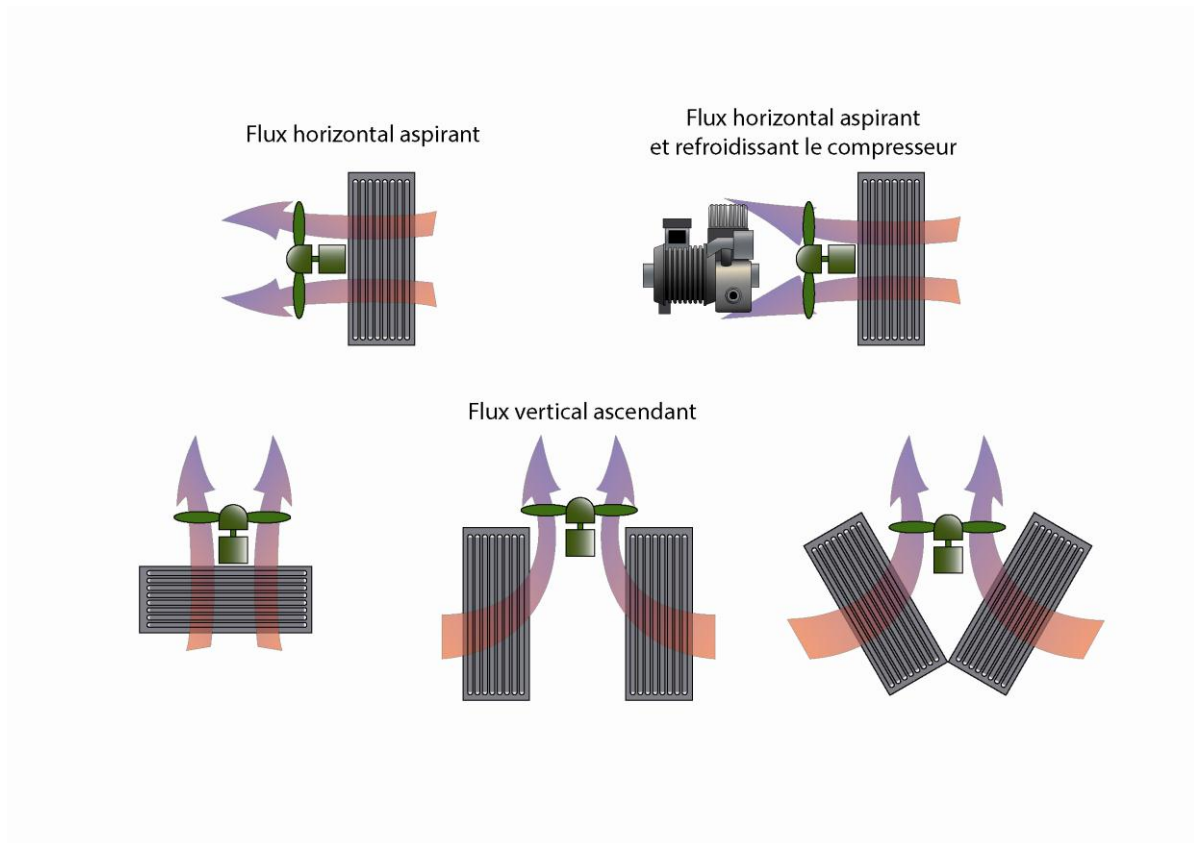


Figure 2.76

Comme la chaleur massique et la masse volumique de l'air sont bien plus faibles que l'eau, les condenseurs à air auront donc besoin d'une grande surface d'échange et seront donc encombrants et lourds.

Deux types de ventilateurs sont utilisés :

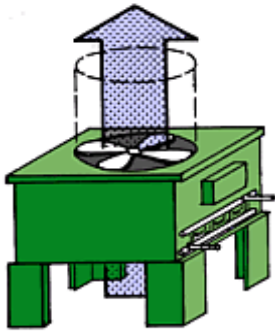


Figure 2.77

Le **ventilateur hélicoïdal** (ou axial) est choisi pour des appareils placés à l'air libre, là où le bruit ne constitue pas une nuisance pour le voisinage. Le niveau sonore dépend de la vitesse de rotation du ventilateur.

Lorsque les ventilateurs existants sont trop bruyants, on peut les munir d'amortisseurs de bruit cylindriques (tenir compte de la perte de charge).

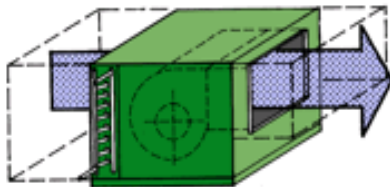


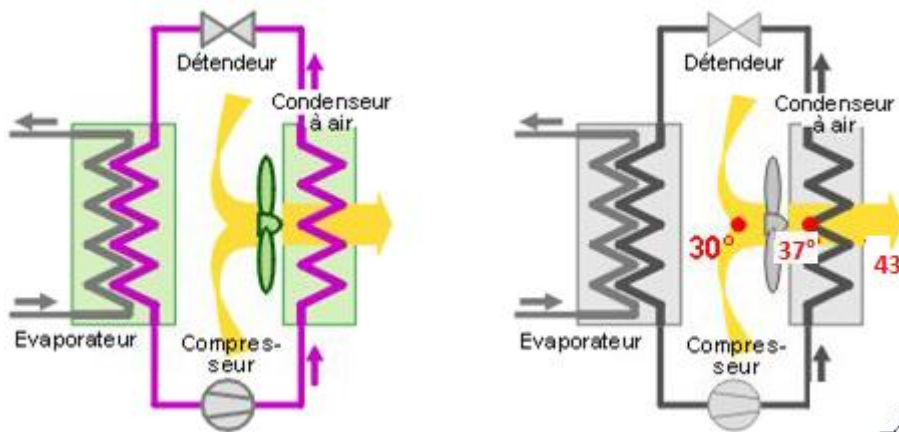
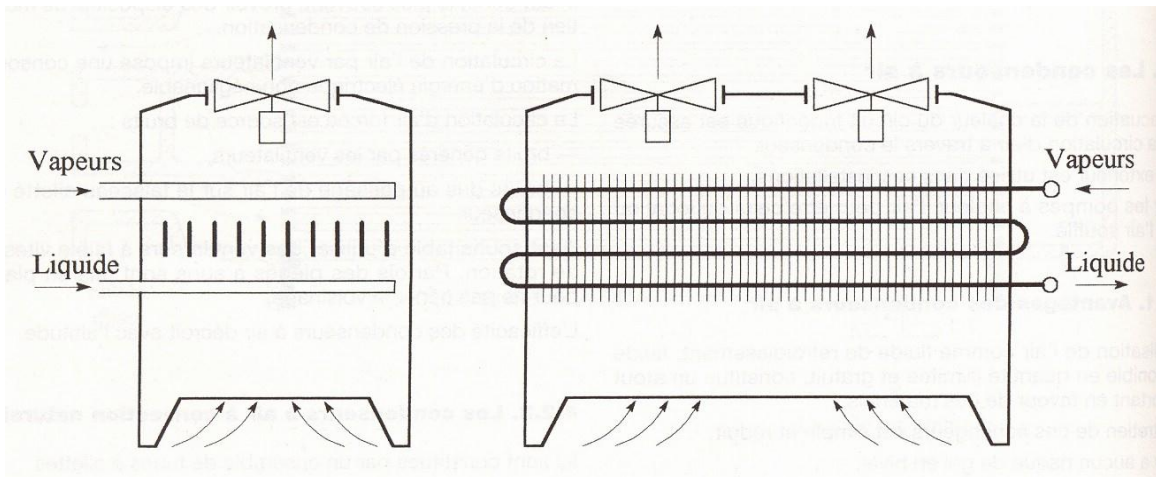
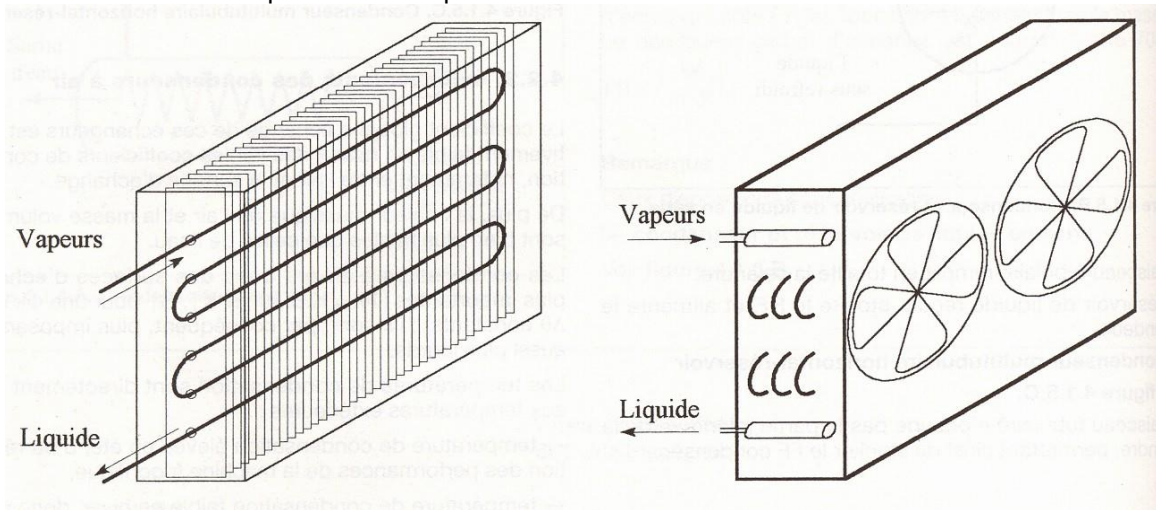
Figure 2.78

Le ventilateur centrifuge est souvent utilisé pour des appareils placés à l'intérieur d'un immeuble, raccordé à l'extérieur par des gaines (le ventilateur centrifuge peut vaincre des pertes de charges plus élevées).

La vitesse de passage de l'air est généralement comprise entre 2 et 4 m/s.

Cette information dans le catalogue des constructeurs est souvent renseignée comme un indice qualité lorsque la vitesse se rapproche de 2 m/s, ce qui permet de réduire le bruit et la consommation du ventilateur (en réalité, le constructeur a dû écarter davantage les ailettes pour faciliter le passage de l'air, donc l'appareil demandera plus de matière. Le ventilateur sera plus volumineux et plus cher → la qualité se paie).

Dans les condenseurs à air à convection forcée le coefficient k est de l'ordre de 20 à 30 $W/m^2 K$. Le faisceau de la batterie à ailettes peut être vertical pour les petites et moyennes puissances. Le faisceau sera horizontal pour les fortes puissances.



Figures 2.79

La puissance du refroidissement par l'air peut être insuffisante. Elle peut être nettement augmentée grâce à l'évaporation de l'eau. C'est le principe des tours de refroidissement et des condenseurs adiabatiques.

2.6.3.2 Condenseurs à eau

Plusieurs types de condenseurs à eau sont utilisés sur les machines frigorifiques. Ils utilisent l'eau comme fluide caloporteur. Leur coefficient K varie de 700 à 1100 W/m².K

2.6.3.3 Condenseurs à immersion

Ce sont des ensembles condenseur – réservoir réunis dans un seul appareil. Ils ont utilisés pour des machines de 1200 à 3500 W.

Dans l'enveloppe extérieure, qui sert de réservoir au fluide frigorigène condensé est placé le faisceau tubulaire en forme de serpentín dans lequel on fait circuler l'eau de refroidissement.

Au contact du tube dans lequel passe l'eau, la vapeur comprimée « abandonne » sa chaleur et se condense.

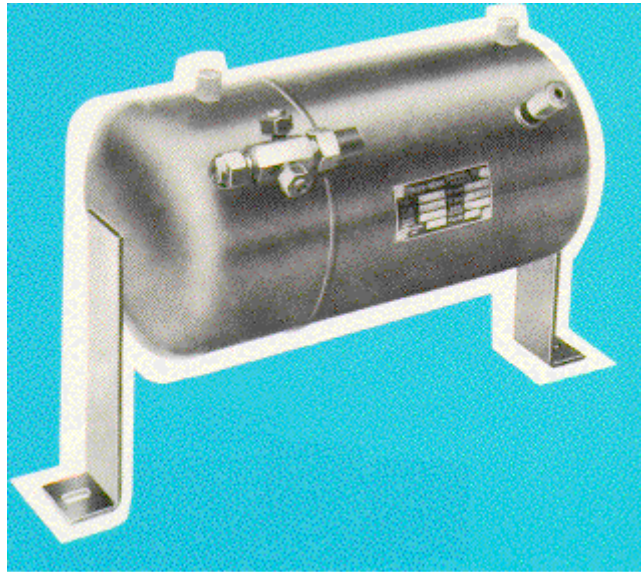


Figure 2.80

2.6.3.4 Les condenseurs à double tube

Ils sont constitués par deux tubes concentriques dans lesquels le fluide frigorigène et l'eau servant à sa condensation circulent à contre- courant.

2.6.3.5 Les condenseurs multitubulaires

Ils sont constitués par une virole en acier fermée à ses extrémités par deux plaques tubulaires sur lesquelles a été mandriné un faisceau de tubes qui constitue la surface d'échange thermique. La condensation s'effectue dans l'espace libre entre la virole et le faisceau tubulaire, le volume situé entre le faisceau de condensation et la partie inférieure de la virole sert de réservoir de liquide condensé.

Vu leur prix de revient, ils sont utilisés pour des puissances supérieures 15000 W et sont entièrement démontables pour la maintenance.

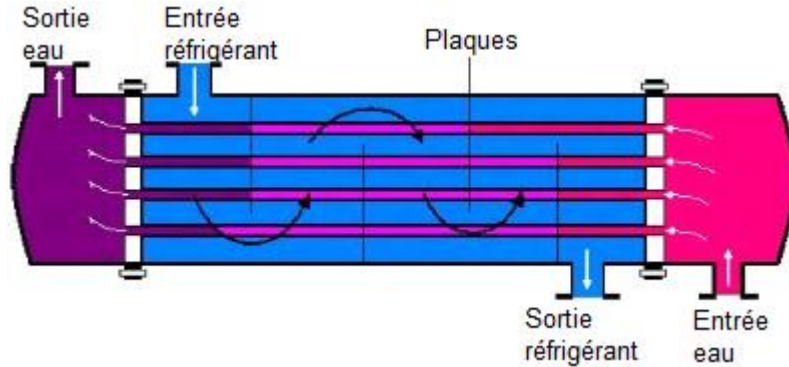


Figure 2.81

2.6.3.6 Les condenseurs à plaques

Ils sont constitués par un ensemble de plaques juxtaposées entre lesquelles le fluide frigorigène et l'eau servant à sa condensation circulent à contre – courant.

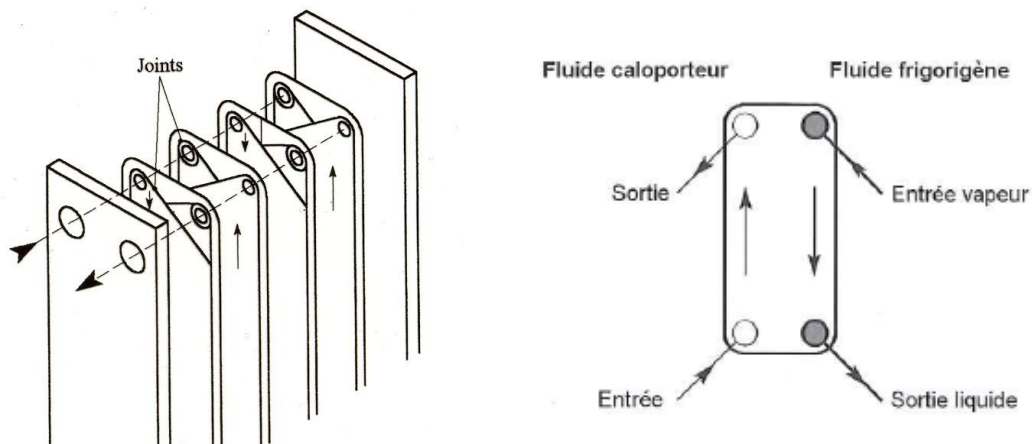


Figure 2.82

Les **condenseurs à eau recyclée** utilisent de l'eau qui circule par une pompe en circuit fermé.

L'eau sera refroidie à l'extérieur du condenseur par :

- un aéro-refroidisseur (dry cooler)
- une tour de refroidissement ouverte, fermée.
- un condenseur évaporatif.

Plus d'information dans le chapitre 4 : les éléments du système de climatisation.

2.6.3.7 Pourquoi réguler la HP ?

Les températures de condensation sont liées aux températures extérieures :

- élevées en été donc réduction des performances
- faibles en hiver donc alimentation insuffisante à l'évaporateur

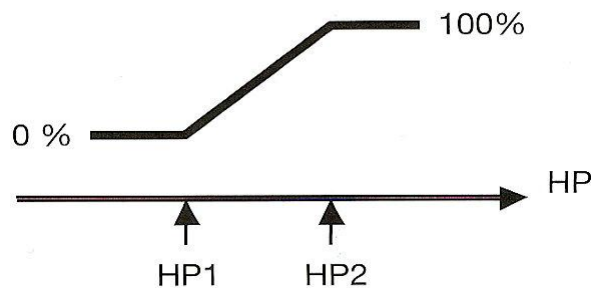
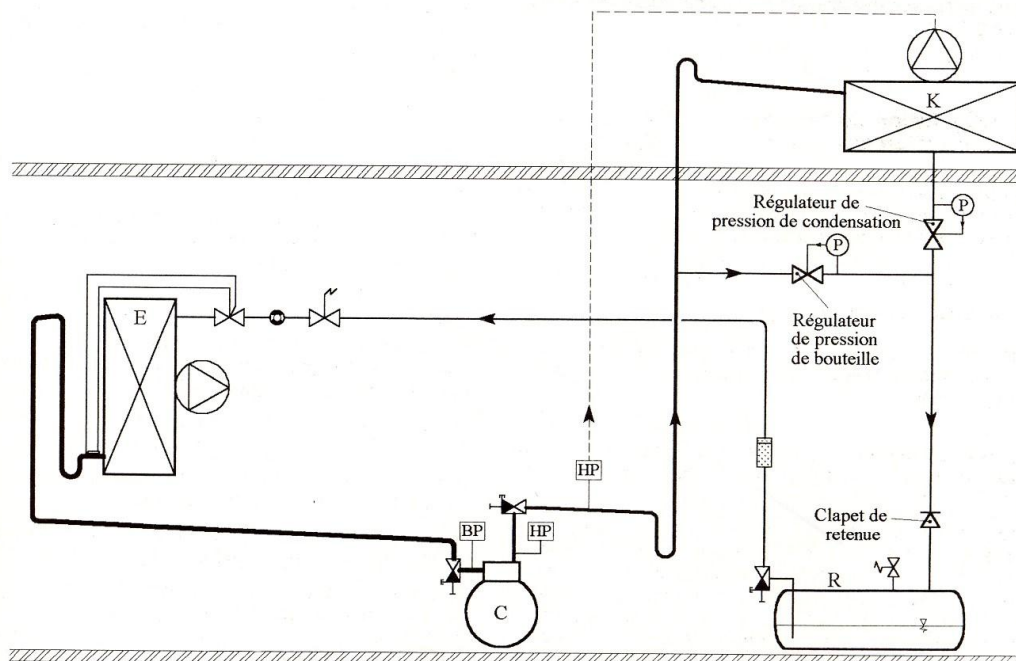
Plusieurs procédés sont utilisés sur les condenseurs pour obtenir une pression de condensation constante en fonction de la production frigorifique.

On peut agir par diminution de la surface effective du condenseur ou par quantité de fluide condensé en fonction de l'apport d'énergie au condenseur.

Si on souhaite alimenter partiellement le condenseur en fluide, on peut faire appel à un régulateur de pression de condensation placé en dérivation sur le condenseur. En hiver, la pression de condensation baisse et donc le régulateur 1 se ferme et la 2 s'ouvre. En été, le régulateur 1 s'ouvre à fond et 2 se ferme.

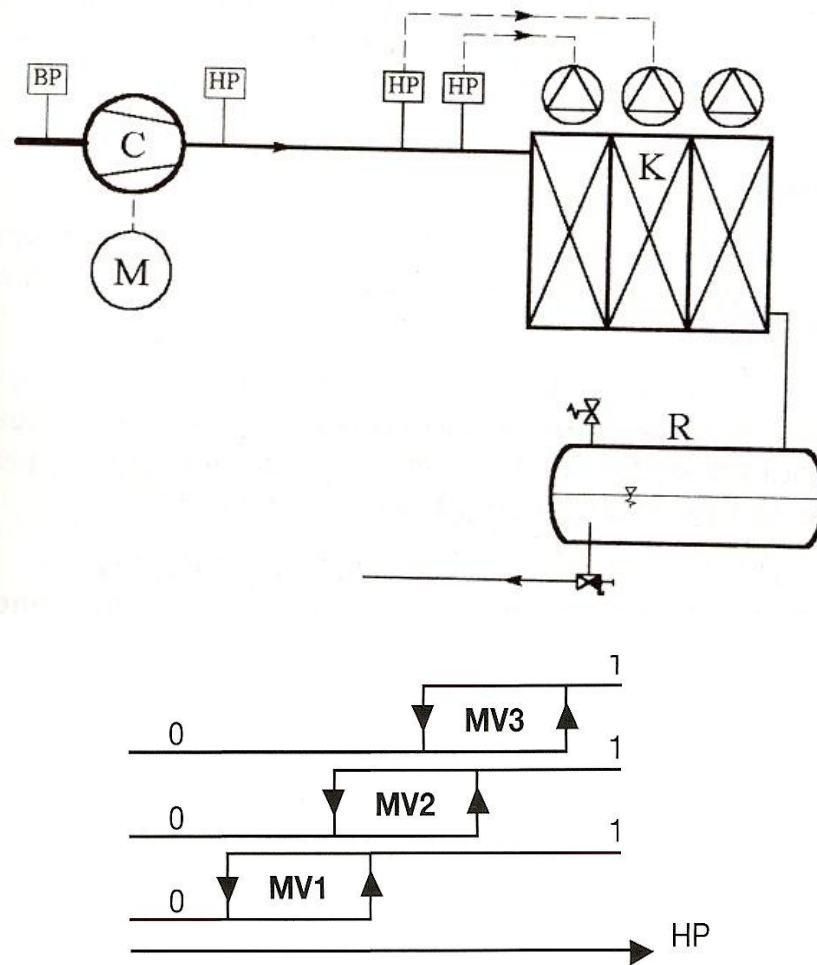
La régulation peut se faire sur l'air traversant le condenseur en agissant :

- Sur la vitesse de ou des ventilateurs par un variateur électronique à sonde thermique (PT100) ou pressostatique.



Figures 2.83

- Sur le nombre de ventilateurs à l'aide de pressostats multi étagés ou de plusieurs pressostats.



Figures 2.84
Commande en cascade

Si la température de condensation augmente de 1°C la puissance frigorifique baisse de 1% environ et l'intensité absorbée par le compresseur augmente de 3%. Si la température d'évaporation diminue de 1°C, la puissance frigorifique baisse de 3 à 5%. Alors il faudra faire fonctionner plus longtemps (et consommer de l'électricité) pour retrouver la quantité de production initiale.

2.6.4 DÉTENDEUR

Le fluide réfrigérant sort à l'état liquide et sous haute pression du condenseur. Il doit retourner vers l'évaporateur à une pression telle que son évaporation à une température voulue (dite d'évaporation) sera possible. La relation pression/température du fluide considérée fait que la pression d'évaporation correspondante est plus basse. L'usage d'un organe de détente est nécessaire pour abaisser la pression du fluide.

Un second rôle du détendeur est également de réguler le débit de fluide alimentant l'évaporateur pour obtenir un bon effet frigorifique.

2.6.4.1 Détendeurs capillaires

Rôle : Le détendeur capillaire relie le condenseur à l'évaporateur dont il doit assurer l'alimentation en fluide détendu.



Figure 2.85 Source : delmo.fr

Le détendeur capillaire est utilisé sur des installations à faible ou moyenne puissance dont la charge thermique varie peu (climatiseurs, armoires commerciales,...).

La détente est obtenue par chute de pression du fluide dans un fin tube en cuivre dont la longueur et la section interne sont calibrées pour assurer un certain débit quasi fixe à l'évaporateur.

Une installation à capillaire ne peut donc pas assumer une brusque variation de charge thermique. De plus un réservoir de liquide en amont du capillaire serait inutile vu le débit fixe et serait préjudiciable au compresseur.

En effet, à l'arrêt de la machine, le capillaire favorise l'égalisation des pressions HP/BP.

Le compresseur pourra démarrer sur un couple résistant plus faible et donc son fonctionnement sera meilleur. Par contre, à l'arrêt, l'évaporateur va s'engorger de liquide et au redémarrage, on risquera un coup de liquide.

Synthèse

- La longueur et le diamètre interne du tube capillaire conditionnent le débit et la perte de charge réalisée.
- Avec un détendeur capillaire trop court, donc une perte de charge trop petite, il y a suralimentation de l'évaporateur.
- Avec un tube trop long, donc une grande perte de charge, le condenseur s'engorge et son efficacité diminue. De plus, l'évaporateur est sous-alimenté.
- Ce détendeur est simple à réaliser et bon marché.
- Ne jamais utiliser de réservoir de liquide avec un capillaire sous peine de provoquer un coup de liquide au compresseur.
- Il existe une **valeur minimale de surchauffe stable** en fonction de la charge frigorifique de l'évaporateur qui garantit l'optimisation de la capacité frigorifique de l'évaporateur tout en soulageant le travail de compression du compresseur. La figure ci-dessous montre la loi qui lie la surchauffe à la charge opérationnelle de l'évaporateur :

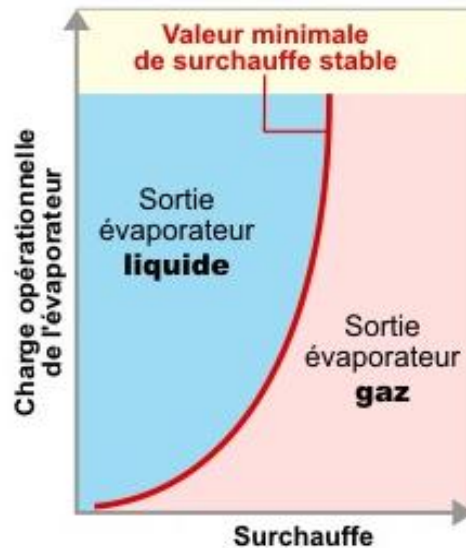


Figure 2.86

2.6.4.2 Détendeurs thermostatiques

Rôle : Assurer l'admission de fluide réfrigérant à l'évaporateur en fonction des apports calorifiques externes. Le débit de fluide doit être réglé pour obtenir un remplissage optimal de l'évaporateur tout en maintenant une surchauffe correcte.

2.6.4.2.1 Détendeurs thermostatiques à égalisation interne de pression

On les utilise dans des installations de faible puissance avec des évaporateurs à un seul faisceau de tubes aux pertes de charges faibles.

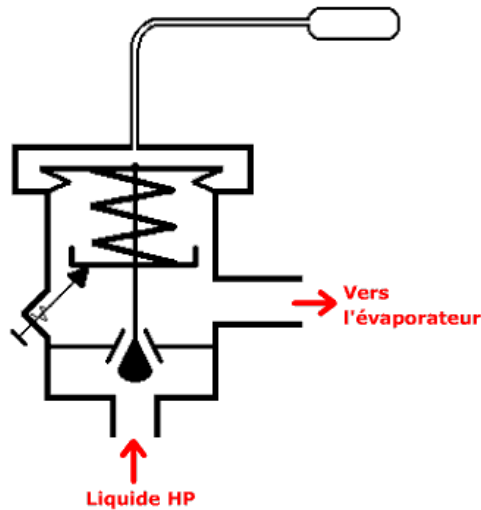


Figure 2.87

Fonctionnement

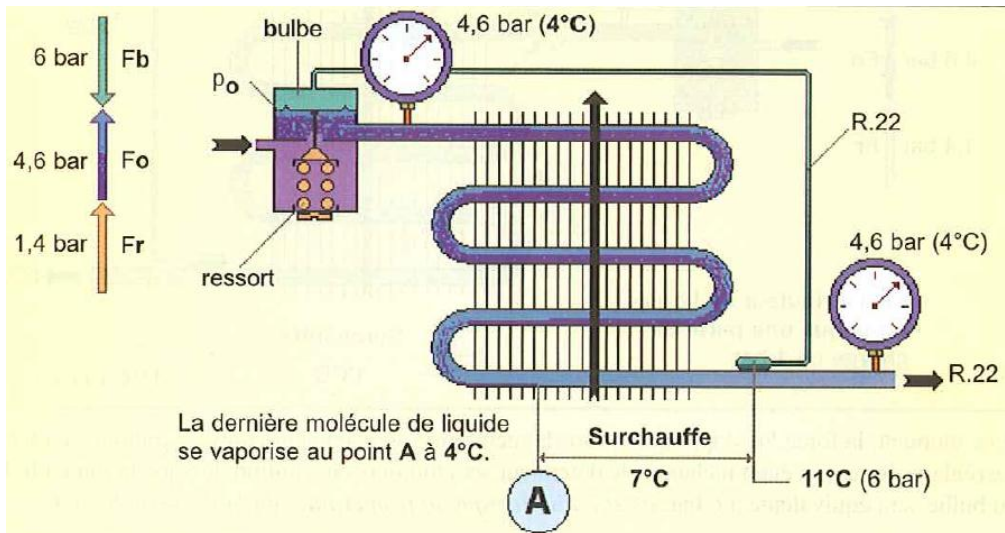
- Forces de fermeture sur le soufflet ou membrane :

F_r = force de poussée du ressort (réglable par vis)
 F_o = force due à la pression P_o d'évaporation (BP)

- Forces à l'ouverture

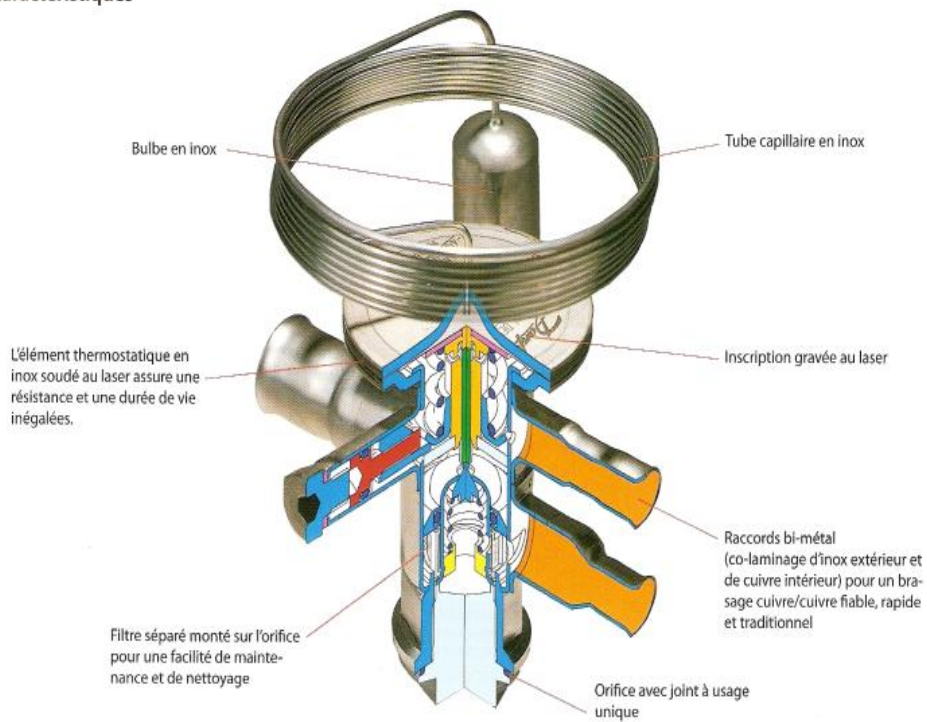
F_b = force due à la pression dans le bulbe ou sonde du détendeur = $P_b \times S$

- si $F_b = F_r + F_o$ il y a équilibre des pressions
- si $F_b < F_r + F_o$ fermeture du détendeur
- si $F_b > F_r + F_o$ ouverture du détendeur



Source : Kotza

Caractéristiques



Document Danfoss

Figures 2.88

2.6.4.2.2 Détendeurs thermostatiques à égalisation externe de pression

Ils sont utilisés pour des installations de forte puissance avec des évaporateurs présentant de grandes pertes de charge ou à plusieurs nappes avec distributeur de liquide.

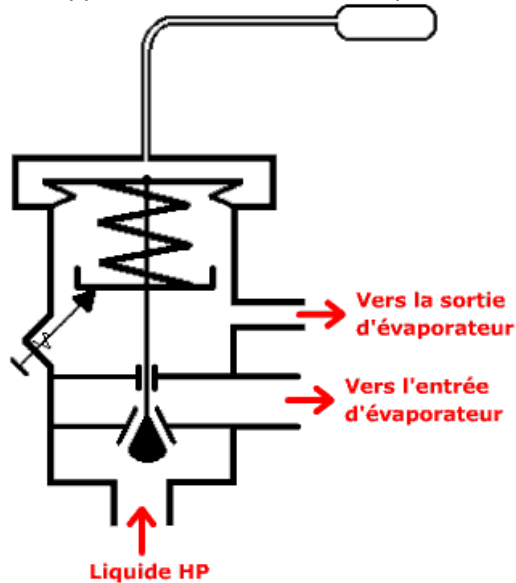


Figure 2.89

Fonctionnement

- Puisque la pression en sortie d'évaporateur est plus faible qu'à l'entrée, à cause des pertes de charge subies, c'est la pression de sortie qui est réinjectée sous le soufflet du détendeur et non la BP.
- Ceci se réalise par un piquage ou prise de pression à la sortie de l'évaporateur.
- Forces de fermeture

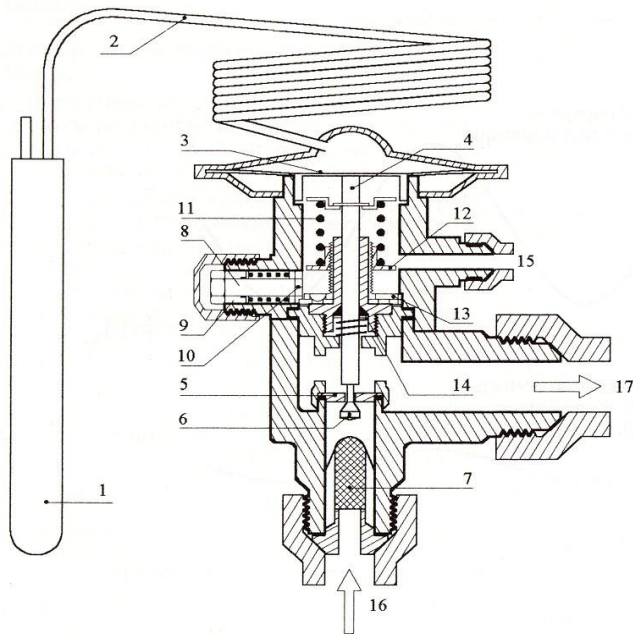
F_r = force de poussée du ressort

F_s = force due à la BP - les pertes de charge Δp = force sous le soufflet

- Force d'ouverture

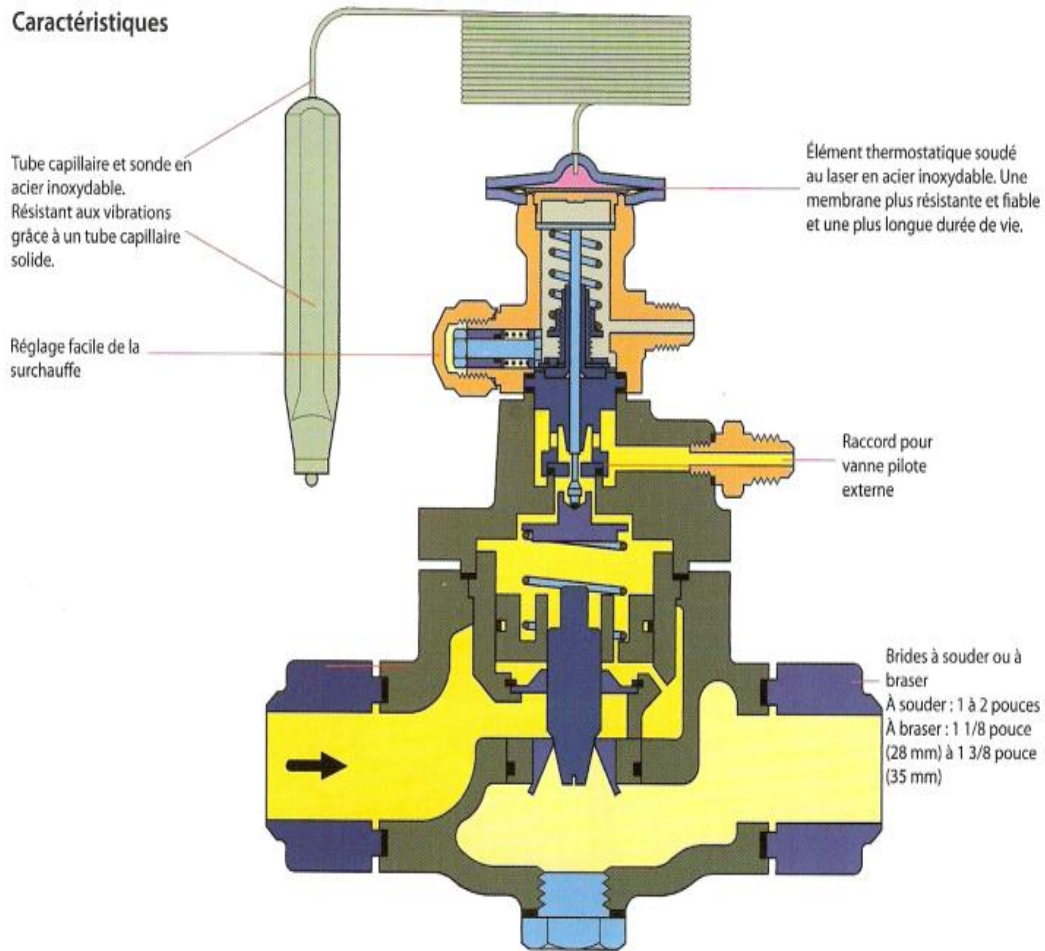
Force exercée par la pression P_b dans le bulbe au-dessus du soufflet ou de la membrane du détendeur.

- Equilibre si forces d'ouverture et de fermeture égales.



- 1 - Bulbe
- 2 - Capillaire
- 3 - Membrane
- 4 - Axe de liaison
- 5 - Siège
- 6 - Clapet
- 7 - Filtre
- 8 - Vis de réglage
- 9 - Presse-étoupe
- 10 - Roue dentée
- 11 - Ressort
- 12 - Butée fileté
- 13 - Vis avec roue dentée
- 14 - Joint d'étanchéité
- 15 - Raccord de l'égalisation de pression externe
- 16 - Entrée du fluide frigorigène
- 17 - Sortie du fluide frigorigène

Caractéristiques



Document Danfoss

Figure 2.90

2.6.4.2.3 Détendeurs thermostatiques à charge MOP

Charge MOP ou Motor Overload Protection

Dans un détendeur thermostatique classique, le bulbe est chargé en fluide frigorigifique qui est le même fluide qui équipe l'installation.

Plus la température du bulbe augmente, plus la pression sur le soufflet augmente (relation pression température au sein du fluide) et plus on ouvre le détendeur.

Un train thermostatique MOP contient une charge limitée en fluide saturé liquide – vapeur. A une température déterminée, tout le liquide s'est évaporé dans la sonde et un échauffement supplémentaire est sans effet sur le soufflet.

A l'arrêt d'une installation, le bulbe est chaud et également après un dégivrage. Le détendeur classique est donc grand ouvert et l'évaporateur reçoit du fluide liquide en excès ce qui provoque une surcharge au démarrage du compresseur et un risque important de coup de liquide. Avec un détendeur MOP, on limite l'ouverture du détendeur et le compresseur peut démarrer **sans surcharge**.

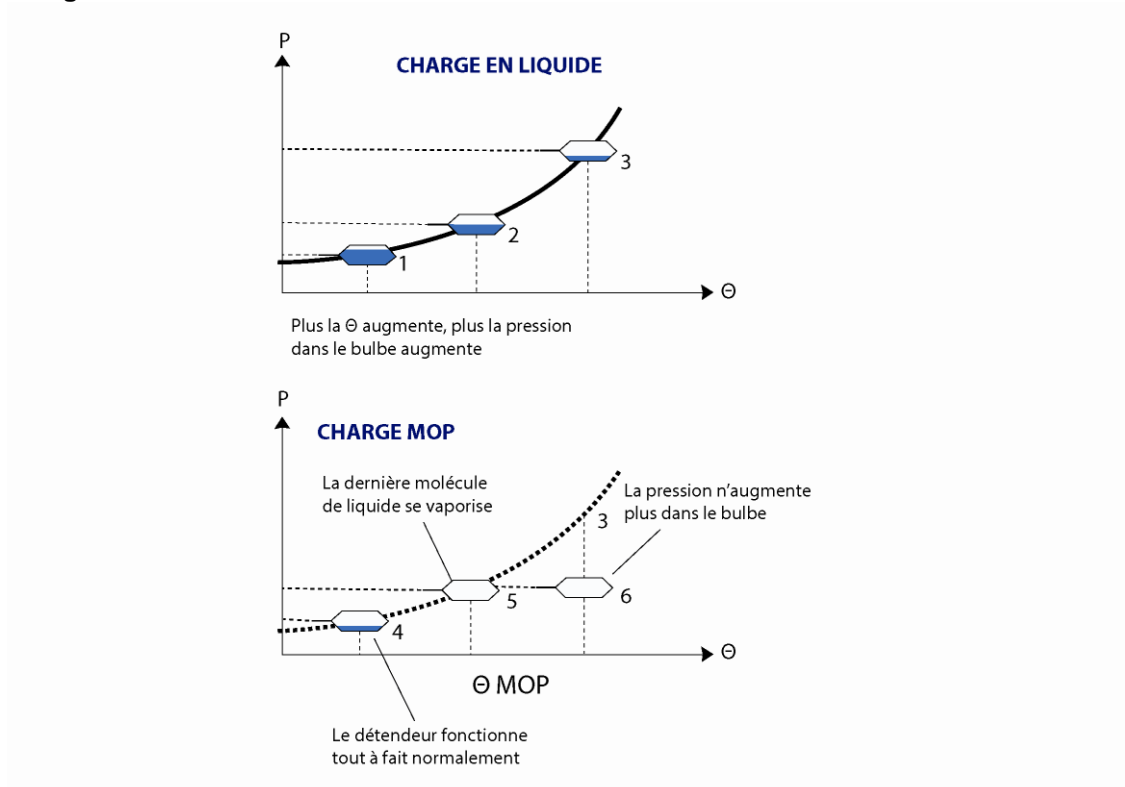


Figure 2.91

Parfois on utilisera un détendeur MOP appelé ballast dont la sonde comportera un élément spongieux en charbon actif dont le but est d'assurer une ouverture lente du détendeur lors d'une élévation de température et une fermeture rapide en cas de température décroissante.

2.6.4.3 Détendeurs électroniques

La tendance est à l'amélioration des performances de l'installation. Les détendeurs thermostatiques contrôlent le remplissage optimal de l'évaporateur du moment que la différence HP-BP est grande.

Le débit d'un détendeur s'exprime par la relation.

$$q_m = K \cdot \sqrt{HP - BP}$$

Avec K = coefficient de débit qui dépend de l'orifice et de la nature du fluide

Pour un BP constant, le débit dépend de HP. Si la différence HP-BP est insuffisante, le détendeur ne pourra alimenter l'évaporateur correctement même grand ouvert.

Or la HP est relativement basse durant toute l'année.

Le détendeur électronique est capable de s'adapter dans les conditions extrêmes : quand la HP est faible et que la charge thermique est au maximum et inversement, la surchauffe nominale est garantie. Ces détendeurs peuvent remplacer un régulateur mécanique de pression d'évaporation, une électrovanne d'arrêt sur la ligne d'aspiration et un thermostat de régulation.

- Ces détendeurs sont composés d'une partie détendeur et d'une partie régulateur de débit de type proportionnel intégral (P.I) Le régulateur est capable de maintenir la valeur de consigne même à charge partielle rendant possible une utilisation optimale de l'évaporateur.
- Il y a une sonde de température sur l'air repris, un capteur de température du fluide à l'entrée du détendeur et un capteur de température du fluide à la sortie du détendeur
- Le détendeur et son automate associé, régulant en fonction de la température à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur, le débit de fluide réfrigérant dans celui – ci.
- Ces détendeurs sont donc composés du détendeur, du régulateur et des capteurs. Ils offrent les avantages suivants :
 - Optimisation de la consommation d'énergie par régulation constante du débit optimum à l'évaporateur et par une surchauffe minimale.
 - Auto diagnostic de maintenance.
 - Fonction de l'électrovanne.
 - Intégration de la fonction de thermostat.
 - Peu influencé par la pression de condensation

Caractéristiques

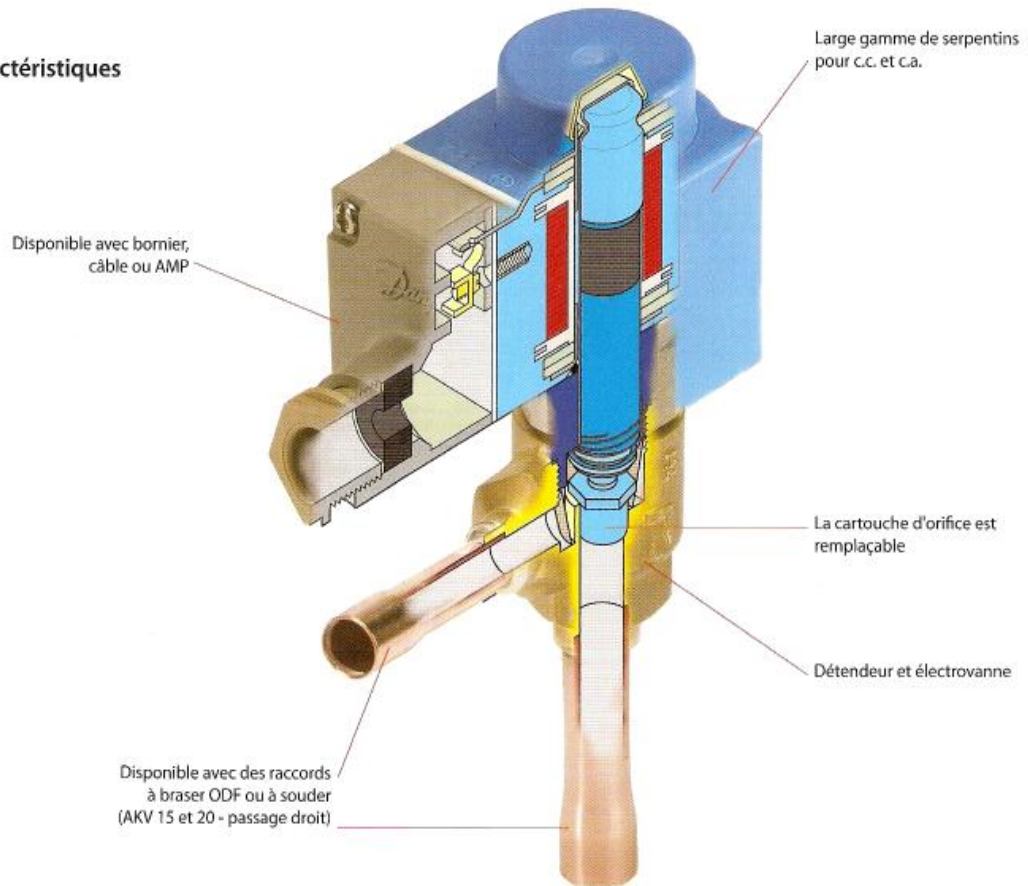


Figure 2.92 Document Danfoss

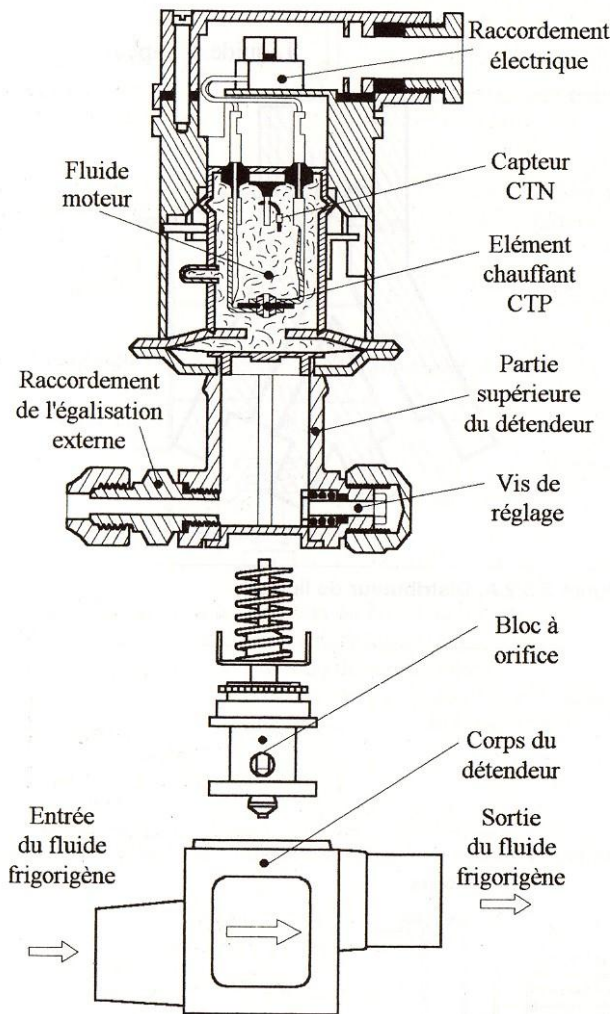


Figure 2.93

La partie magnétique (bobine et induit) est d'une fabrication très soignée car son principe de fonctionnement est basé sur l'utilisation d'un générateur d'impulsions capable d'ouvrir le détendeur pendant une fraction de secondes, toutes les 6 secondes. Ces impulsions déterminent le temps d'ouverture et par conséquent le débit de fluide dans l'évaporateur.

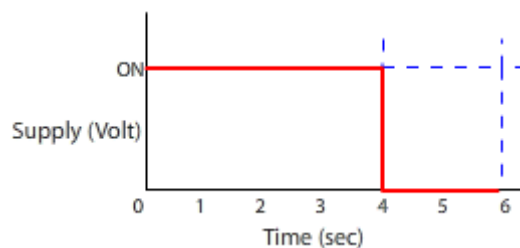


Figure 2.94

Si le besoin en froid est intense, le détendeur reste ouvert presque toute la période de six secondes. S'il est modeste, le détendeur n'est ouvert qu'une fraction de seconde. La capacité est définie par le contrôleur. Si le besoin est froid, la détendeur reste fermé et fait fonction d'électrovanne.

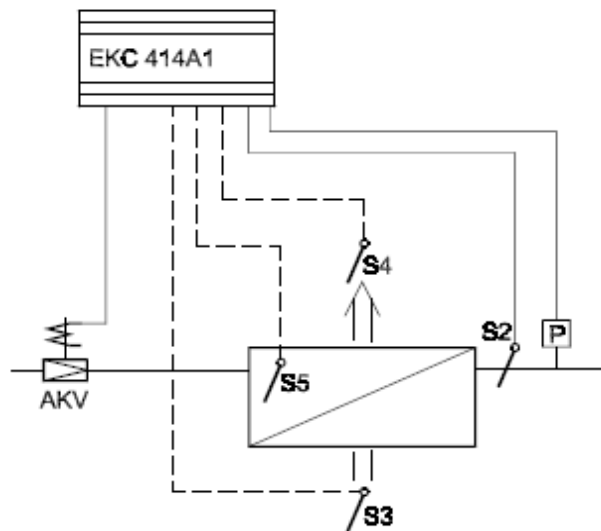


Figure 2.95 Document Danfoss

Le transmetteur de pression transmet la mesure de la pression d'évaporation, image de la température d'évaporation t_0 .

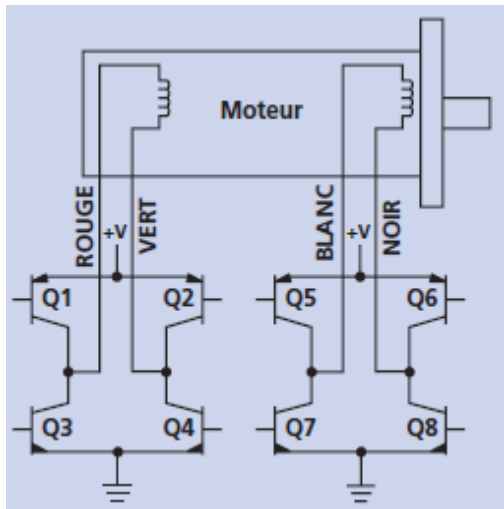


Figure 2.96

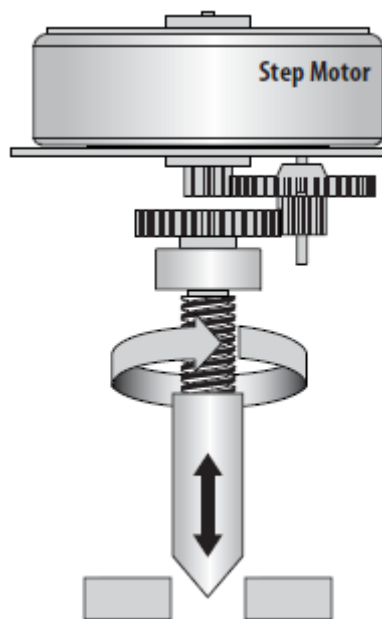
La sonde de température mesure la température à la sortie de l'évaporateur. La différence entre ces deux mesures donne la surchauffe. Les mesures de température de l'air avant et après l'évaporateur corrigent la vitesse de rotation du ventilateur de l'évaporateur en fonction de la consigne.

Il existe un autre type de détendeur électronique de type moteur pas à pas. La conception simple, type cartouche, permet le remplacement de toutes les pièces sans démontage de la vanne. Le moteur pas à pas actionne les engrenages et la vis de guidage pour positionner le piston et moduler le débit de réfrigérant passant par l'orifice de la vanne.

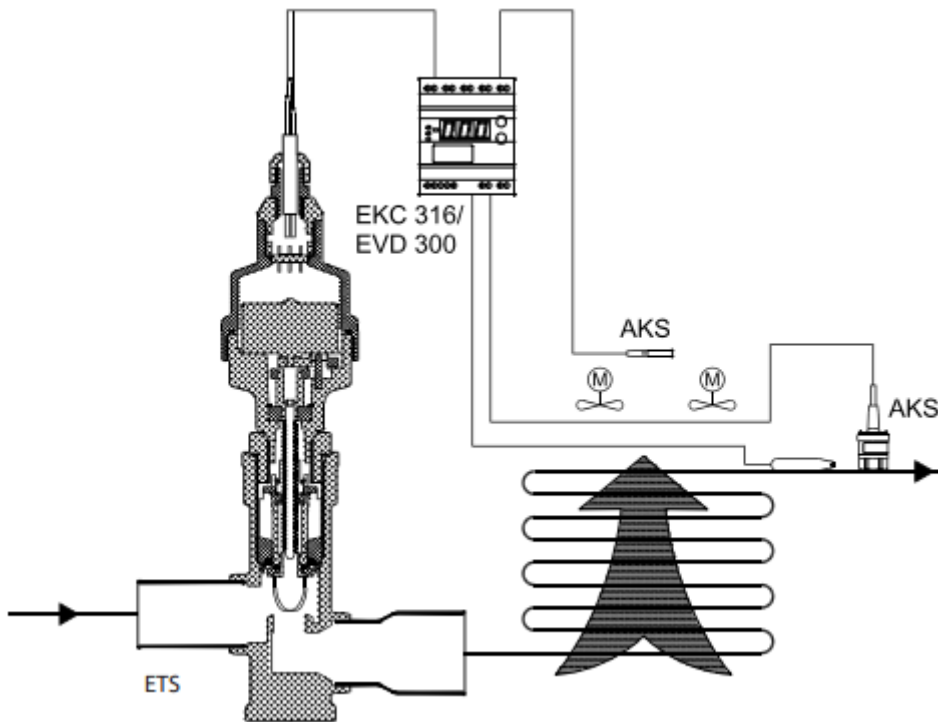
Deux groupes d'enroulements du stator sont mis sous tension en séquence pour faire tourner le rotor de 3,6 degrés par pas. La séquence est assurée par le circuit suivant :



SEQUENCES DU MOTEUR						
	PAS	Q1-Q4	Q2-Q3	Q5-Q8	Q6-Q7	
FERMER	1	ON	OFF	ON	OFF	OUVRIR
	2	ON	OFF	OFF	ON	
	3	OFF	ON	OFF	ON	
	4	OFF	ON	ON	OFF	
	1	ON	OFF	ON	OFF	



Figures 2.97



Comportement charge de l'évaporateur/surcharge

Détendeur thermostatique	Détendeur électronique
<p>Charge de l'évaporateur</p> <p>Surcharge = $t_s - t_o$</p>	<p>Charge de l'évaporateur</p> <p>Surcharge = $t_s - t_o$</p> <p>— Surcharge réelle — Valeur minimale de surcharge stable</p>

Figure 2.98

2.6.4.4 Détendeur multi-orifice



Figure 2.99

Ce type de détendeur permet de profiter de températures extérieures favorables tout en autorisant un fonctionnement optimal de l'installation frigorifique.

<i>Consommation en kWh/an</i>	<i>Centrale positive</i>	<i>Centrale négative</i>
<i>Solution classique HP constante</i>	<i>185 135</i>	<i>123040</i>
<i>Solution HP flottante avec détendeur à orifices multiples</i>	<i>107717 (-42 %)</i>	<i>78426 (-36 %)</i>

Grâce au détendeur multi-orifices qui ouvre ses trois orifices en cascade suivant la demande, l'alimentation de l'évaporateur n'est pas perturbée malgré les écarts de HP. En outre, il permet des temps de descente en température rapides à la mise en régime ou après un dégivrage. Le détendeur se monte et se règle comme un détendeur thermostatique standard. Une vanne modulante et une sonde extérieure suffise, d'où un gain de temps à l'installation, ainsi que des coûts de mise en oeuvre et de maintenance réduits.

2.6.4.5 Détendeur à flotteur

L'alimentation en fluide frigorigas des évaporateurs noyés se fait en contrôlant le niveau de liquide.

- Soit dans le corps de l'évaporateur lui – même à l'aide d'un détendeur à flotteur basse pression ou un régulateur électronique de niveau. La détente a lieu au pointeau.

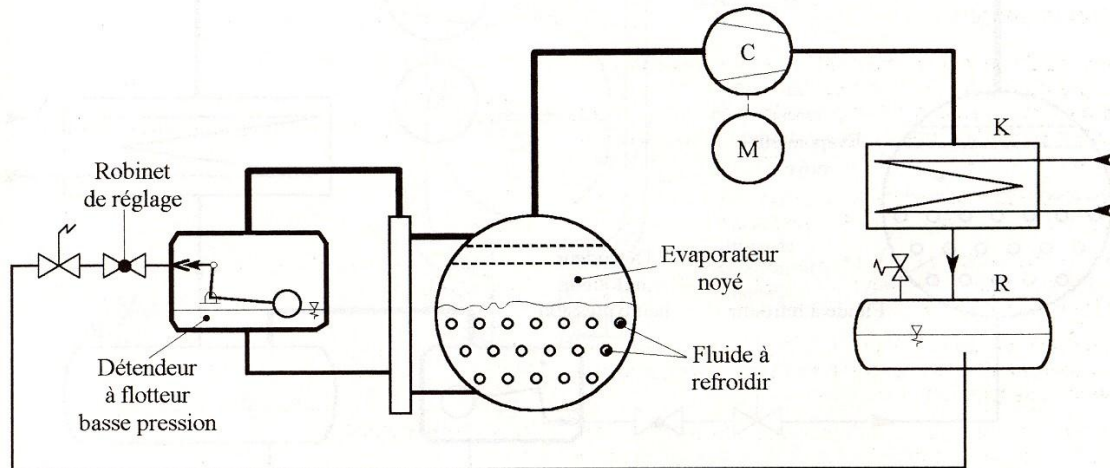


Figure 2.100

- Soit dans la bouteille réservoir de liquide à l'aide d'un détendeur à flotteur haute pression ou un régulateur électronique de niveau.

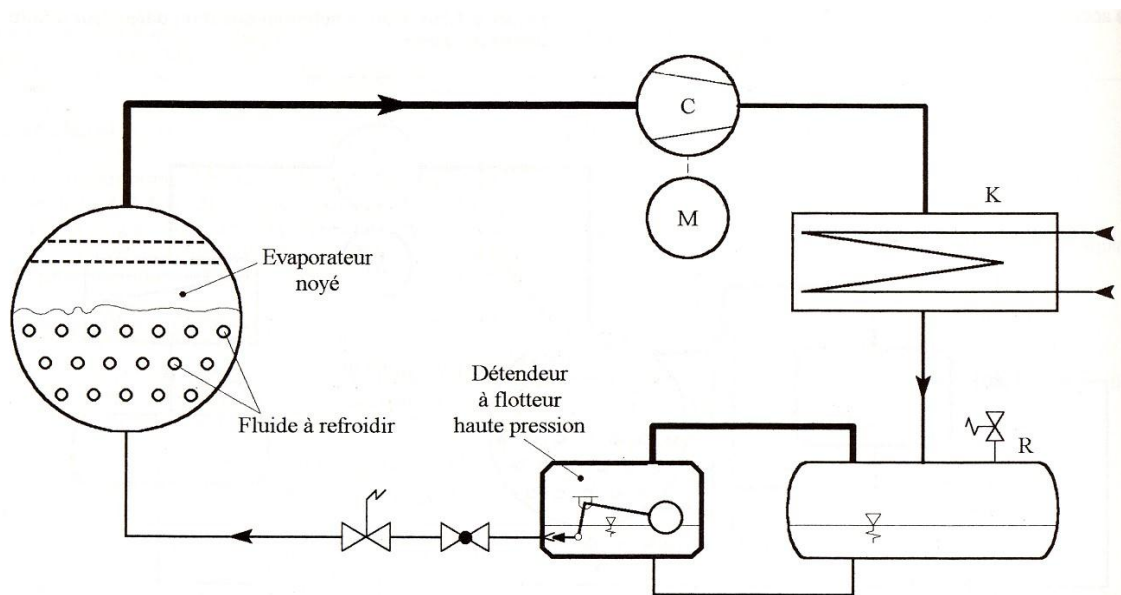


Figure 2.101

2.7 LE CYCLE FRIGORIFIQUE THÉORIQUE DU POINT DE VUE DE L'ÉNERGIE

2.7.1 LE DIAGRAMME ENTHALPIQUE – DE MOLLIER

Le diagramme de Mollier permet de connaître l'état du réfrigérant en fonction de la pression et de l'enthalpie. Il a été déduit de la relation pression – température existant dans les gaz liquéfiables.

Ce diagramme porte en abscisses, l'enthalpie h en kJ/kg (contenu en énergie du fluide) et en ordonnées, la pression absolue P sur une échelle logarithmique en bars (10^3 Pa).

Chaque fluide frigorigène possèdera donc un diagramme ($\log P/h$) qui lui est propre.

D'une manière générale le diagramme enthalpique fait apparaître une zone en « cloche » ou zone de changement d'état où le fluide est à l'état diphasique. (Mélange liquide + vapeur)

Cette « cloche » est ceinturée à gauche par une courbe de saturation liquide où chaque point correspond à un état 100 % liquide et donc 0 % de vapeur.

A droite, une courbe dite de saturation vapeur (100% vapeur et 0 % liquide) forme la cloche. L'intersection de ces deux courbes se réalise en un point sommet appelé point critique au-dessus duquel un changement d'état n'est plus possible. La zone située dans l'enveloppe de la cloche représente la zone hétérogène de mélange liquide – vapeur en changement d'état par exemple.

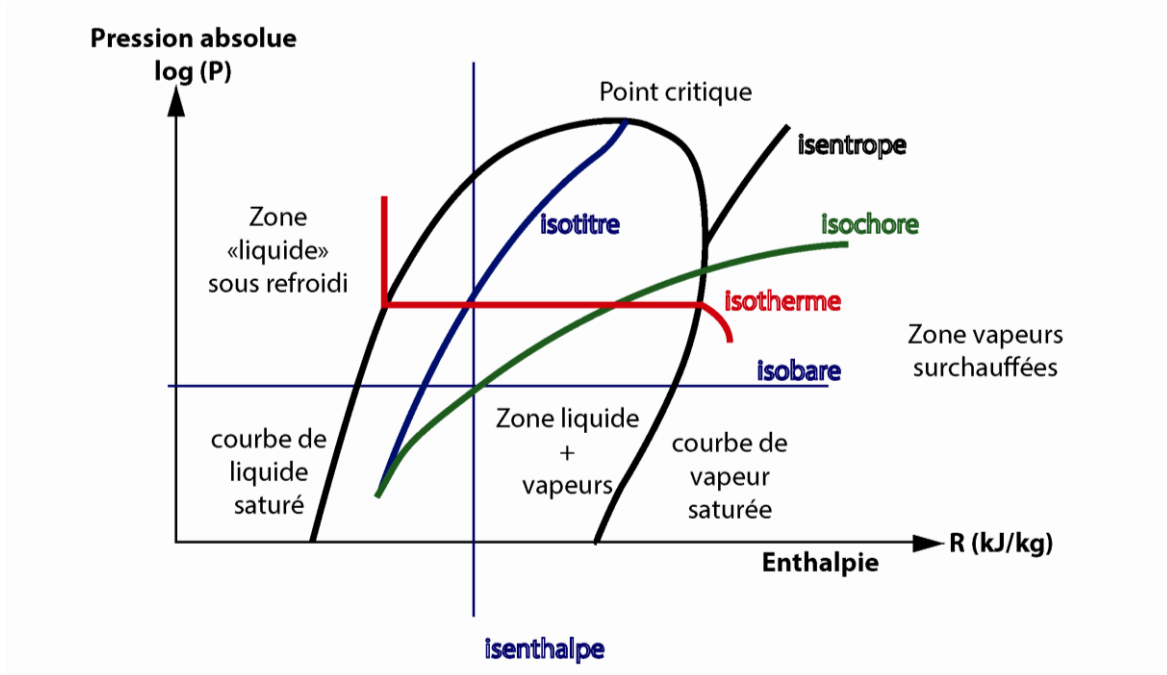


Figure 2.102

Le diagramme représente également :

- Les courbes à titre constant ou pourcentage de vapeur dans le liquide (de 0 à 1 ou de 0 à 100 %) dans l'enveloppe ou sous la « cloche ».
- Les courbes :
 - à volume spécifique V en m^3/Kg (isochores)
 - à entropie constante en $\text{kJ}/\text{kg}\cdot^\circ\text{K}$ (isentropes)
 - isothermes ou à température constante.

Les parallèles aux axes

- des abscisses sont les droites isobares où chaque point a la même pression,
- des ordonnées sont les droites isenthalpiques où chaque point a la même enthalpie.

Sous la « cloche », les isothermes (lignes des points qui sont à la même température) sont confondues avec les isobares (lignes des points de même pression).

Ceci est l'image d'une des lois la thermodynamique : l'évaporation et la condensation se produisent à pression constante sans changement de température mettant en présence un mélange de liquide/vapeur durant le changement d'état physique.

Le diagramme enthalpique permet donc sans calcul :

- de relever les paramètres physiques d'un fluide dans un état physique donné.
- de tracer le cycle fonctionnel d'une installation frigorifique pour un fluide déterminé en fonction des températures (ou pressions) d'évaporation et de condensation.

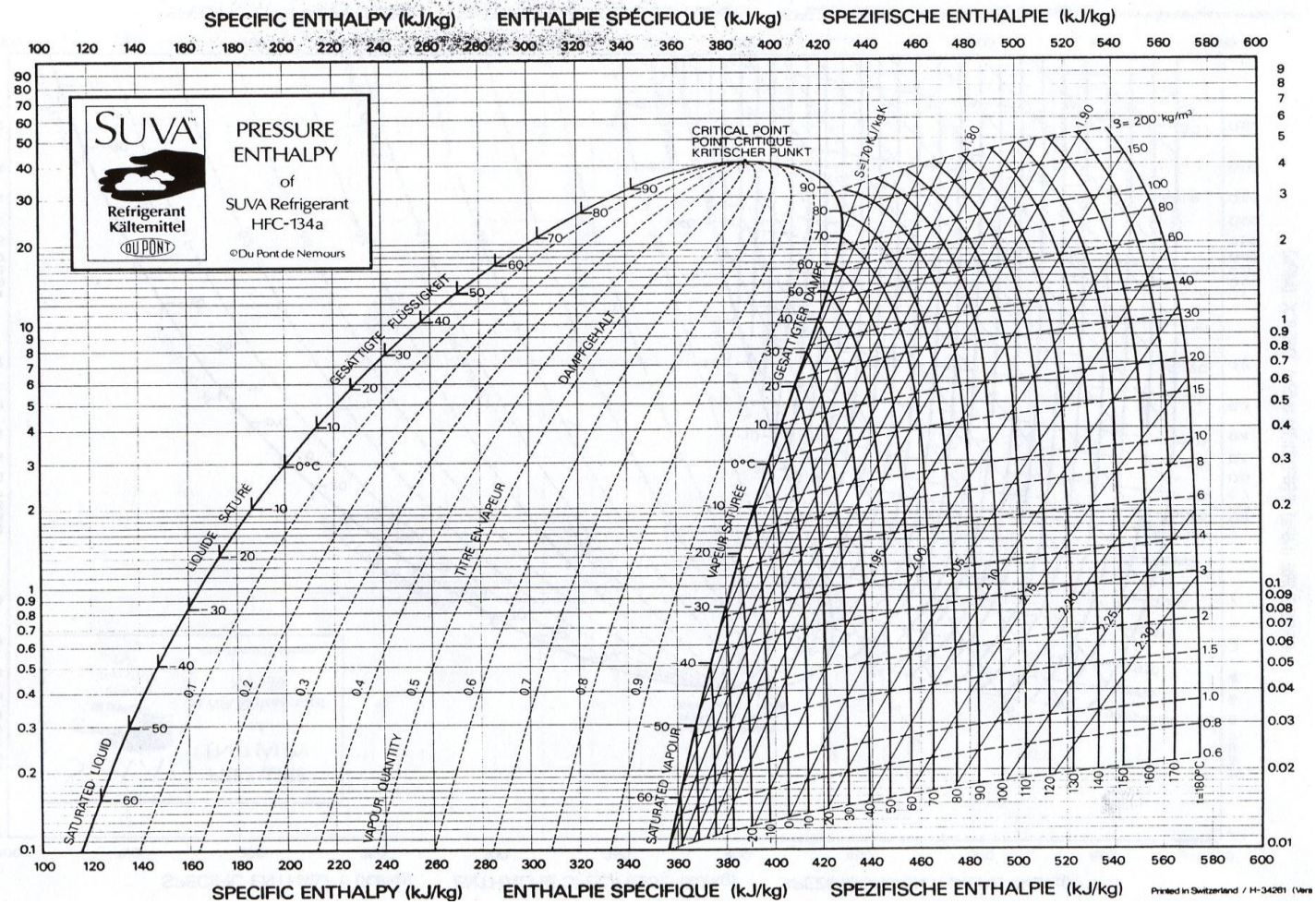


Figure 2.103 Exemple : le diagramme enthalpique du R134

2.7.2 APPLICATION DU DIAGRAMME ENTHALPIQUE AU CYCLE FRIGORIFIQUE

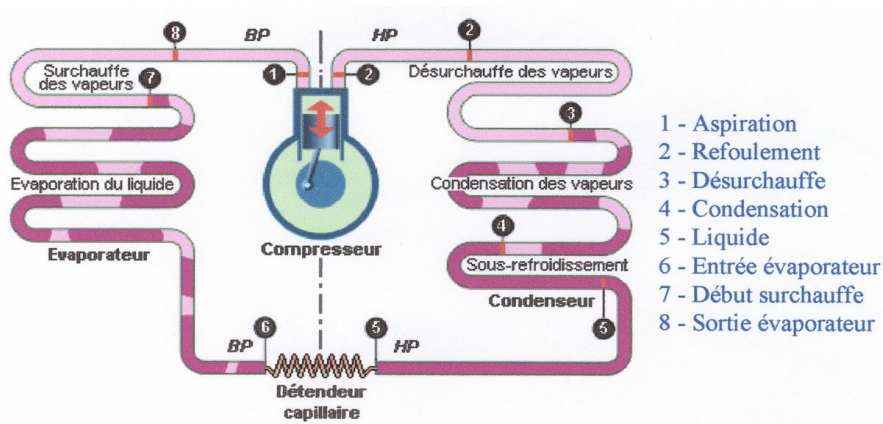


Figure 2.104 : rappel du principe de la machine frigorifique

Représentation dans le diagramme enthalpique.

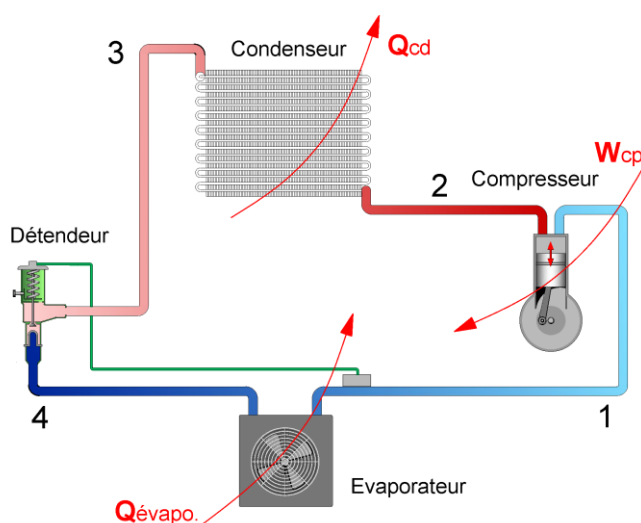


Figure 2.105

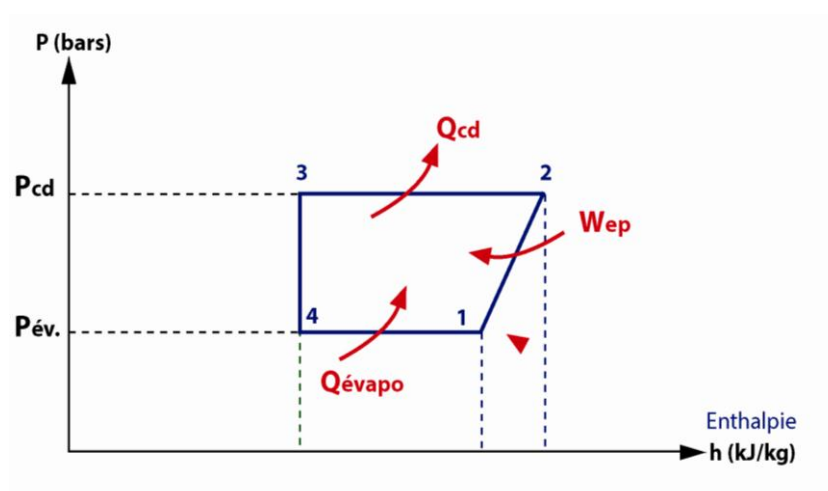


Figure 2.106

Le fluide frigorigène va parcourir un cycle dans la machine et subir les transformations suivantes :

- 1 La compression a pour effet une augmentation de la pression et de la température. Le fluide reçoit une énergie en rapport avec l'énergie électrique absorbée par le compresseur (W_{cp})
- 2 La condensation : à pression constante et t° constante le fluide échange avec le milieu extérieur une énergie Q_{cd} égale à la chaleur latente de condensation.
- 3 La détente : le fluide passe d'une haute pression vers une basse pression sans échange avec le milieu extérieur (transformation adiabatique)
- 4 L'évaporation : à pression constante et t° constante le fluide absorbe une quantité d'énergie $Q_{évapo}$ égale à sa chaleur latente d'évaporation. Cette énergie lui est fournie par la charge thermique à refroidir.

De 1 à 2 : W_{cp} = énergie transmise au fluide frigorigène lors de sa compression.

De 2 à 3 : Q_{cd} = quantité de chaleur libérée par le fluide frigorigène au condenseur.

De 3 à 4 : Détente du fluide frigorigène sans dégagement ni absorption d'énergie.

De 4 à 1 : $Q_{évapo}$ = Quantité de chaleur absorbée à l'ambiance de l'enceinte à réfrigérer par le fluide frigorigène à l'évaporateur. C'est l'effet frigorifique de l'évaporateur

On peut définir :

$Q_{évapo}/W_{cp}$ = **EER** = coefficient d'efficacité frigorifique ou **Energy Efficiency Ratio**

Les unités sont données en $\left[\frac{Btu/h}{kW_{électrique}} \right]$.

Plus la valeur EER est élevée, plus le rendement énergétique est grand.

On peut calculer le **COP_{froid}** : $COP_{froid} = \frac{EER}{3,413} = Q_{cd}/W_{cp} = \text{Coefficient Optimal de Performance}$

Une autre donnée importante est le **ESEER** (European Seasonal Energy Efficiency Ratio) qui représente le rapport entre capacité de refroidissement **fournie durant une saison** en Btu et la quantité totale d'énergie consommée par le système en watt.

La formule suivante est fondamentale dans le dimensionnement des échangeurs dans un cycle frigorifique. La quantité d'énergie évacuée dans le condenseur représente la quantité d'énergie absorbée dans l'évaporateur et pendant le travail de compression :

$$Q_{cd} = Q_{évapo} + W_{cp}$$

2.7.3 CYCLE THÉORIQUE DE CARNOT

Le diagramme suivant représente le cycle de la machine frigorifique dans un diagramme Pression/Enthalpie. Dans ce cycle, on idéalise la machine en prenant comme hypothèse que la compression est isentropique, qu'il n'y a pas de perte de charge et la détente adiabatique réversible. Introduisons ce diagramme dans un diagramme de Mollier faisant intervenir les mêmes grandeurs pression – enthalpie.

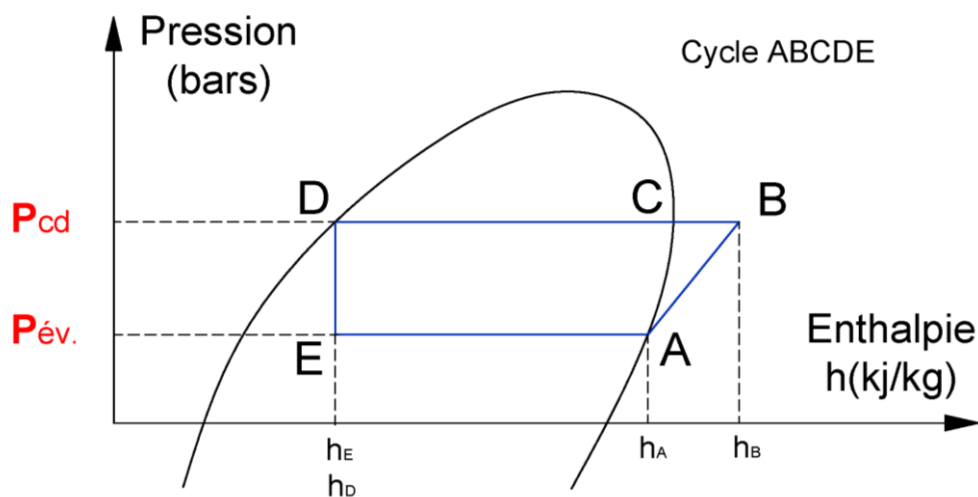


Figure 2.107

A → B → C → D → E : Cycle frigorifique.

Point A : aspiration du compresseur / A doit se retrouver dans la zone vapeur saturée pour éviter du liquide au compresseur.

Point B : refoulement du compresseur / B se trouve en zone de vapeurs surchauffées.

Point C : dans le condenseur / vapeur saturée

Point D : sortie condenseur / liquide saturé

Point E : entrée évaporateur / état diphasique : mélange de liquide + vapeurs

De A à B : phase de compression

- augmentation de la température
- augmentation de la pression
- augmentation de l'entropie
(dans ce cycle théorique, on suppose la compression isentropique)

De B à C : entrée du condenseur. Zone de désurchauffe ou refroidissement des vapeurs surchauffées sortant du compresseur.

De C à D : condensation proprement dite. t° constante de condensation et pression constante.

De B à D : totalité du travail énergétique au condenseur.

De D à E : phase de détente isenthalpique. Le fluide passe de HP à BP.

Au point D à la sortie du condenseur, le fluide est liquide. En E, le fluide se retrouve en fin de détente à l'état L + V. Une partie du fluide s'est évaporée en absorbant de l'énergie sur elle – même car le fluide ne reçoit aucun apport extérieur.

De E à A : Phase d'évaporation – Partie utile du cycle. Sous l'action de l'énergie de la charge thermique à refroidir, le fluide va entrer en ébullition et s'évaporer à une pression constante et donc une t° constante d'évaporation.

Le milieu à refroidir voit sa température baisser puisque le fluide a capturé une partie d'énergie contenue dans le milieu.

Caractéristiques :

En A : pression d'évaporation ou BP
température t_A /enthalpie h_A

En B : pression de condensation ou HP
température t_B /enthalpie h_B

En D : pression de condensation ou HP
température t_D /enthalpie h_D

En E : pression d'évaporation ou BP
température t_E /enthalpie h_E

Avec t_D = température de condensation.

$t_E = t_A$ = température d'évaporation.

$h_B - h_A = W_{cp}$ = énergie fournie au fluide par le compresseur.

$h_B - h_D = Q_{cd}$ = énergie rejetée au condenseur

$h_D = h_E$ = détente adiabatique

$h_A - h_E = Q_{évapo}$ = effet frigorifique ou énergie absorbée à l'évaporateur. Ce segment est le plus important pour les concepteurs et pour optimiser une machine il faut essayer d'avoir le plus grand effet frigorifique donc $(h_A - h_E)$ augmente

Pour augmenter l'effet frigorifique $h_A - h_E$, il faut reculer le point E vers la droite sur l'isobare BP en E' et donc diminuer h_E vers $h_{E'}$.

Pour y arriver il faut reculer D en D' et donc créer le segment D-D'. En pratique ce segment existera si on réalise un sous-refroidissement du liquide avant sa sortie du condenseur dès la fin de la condensation en D. En pratique le sous-refroidissement S/R est maintenu entre 4 et 7°C. On peut donc obtenir $Q_{évapo} = h_A - h_{E'} > h_A - h_E$

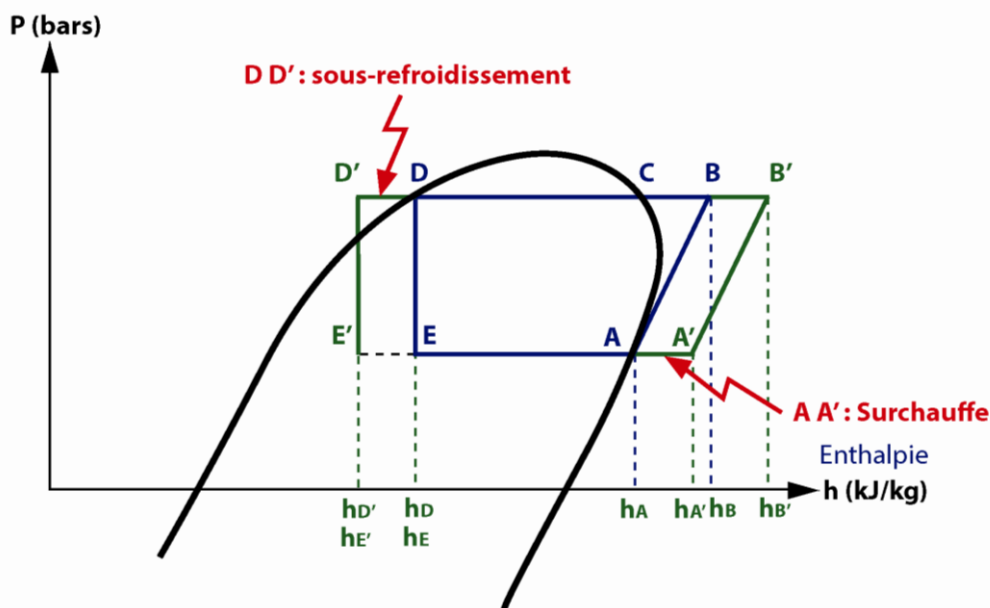


Figure 2.108

On peut également reculer le point A vers le point A'. Du point de vue effet frigorifique, on ne gagne rien. Par contre, en créant une zone A – A' à la sortie de l'évaporateur, on évite le risque de coup de liquide au compresseur.

Ce segment A – A' s'appelle zone de surchauffe. Le point A' doit s'écarter de la courbe de saturation de vapeur pour être en zone de vapeur nettement surchauffée.

L'évaporateur sera dimensionné pour un effet frigorifique $h_A - h_{E'}$ augmenté de la zone A – A' de surchauffe.

Cette surchauffe ne sera cependant pas trop élevée (+/- 5 à 8°C) car si A' glisse vers la droite, B' aussi. La température des vapeurs à la sortie du compresseur est plus élevée, ce qui est mauvais pour le compresseur, pour la condensation et donc l'effet frigorifique utile.

En conclusion **le cycle idéal** se représente comme suit :

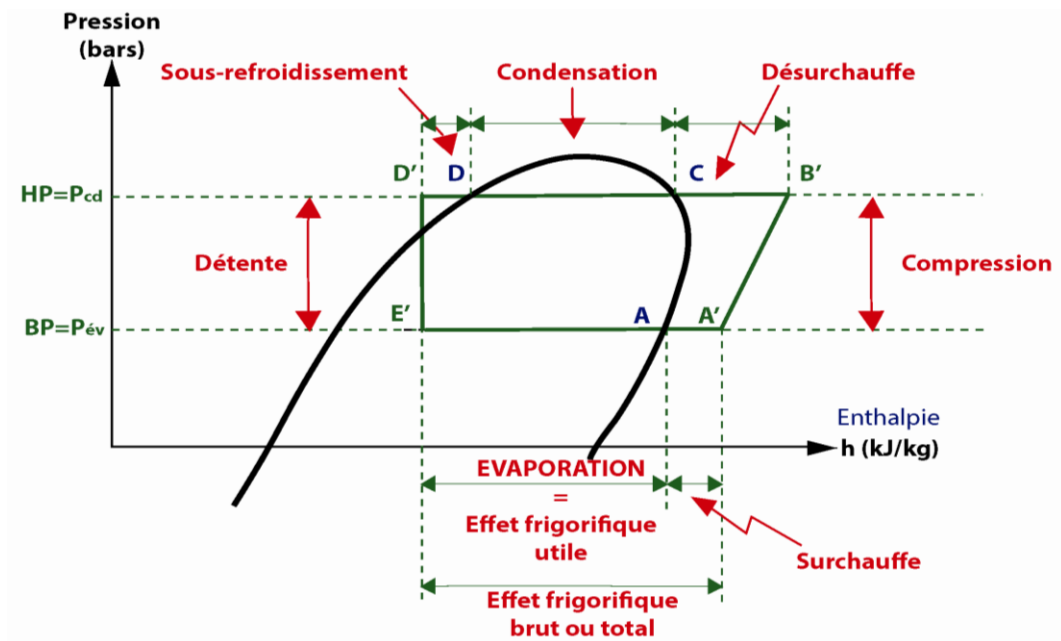


Figure 2.109

A' – B' : Compression isentropique (Entropie constante)

B' – D' : Condensation composée de :

B' – C : désurchauffe des vapeurs à HP.
La température diminue (chaleur sensible)

C – D : Condensation du fluide réfrigérant.
Pression constante (HP)
t° constante de condensation (chaleur latente)

D – D' : Sous refroidissement.
Pression constante (HP). Le liquide se refroidit (chaleur sensible)

D' – E' : Détente adiabatique = enthalpie h constante

E' – A : Evaporation p = cste (BP)
Température d'évaporation constante (chaleur latente) pendant l'évaporation.

A – A' : Surchauffe des vapeurs p = cste (BP)
La température augmente (chaleur sensible)

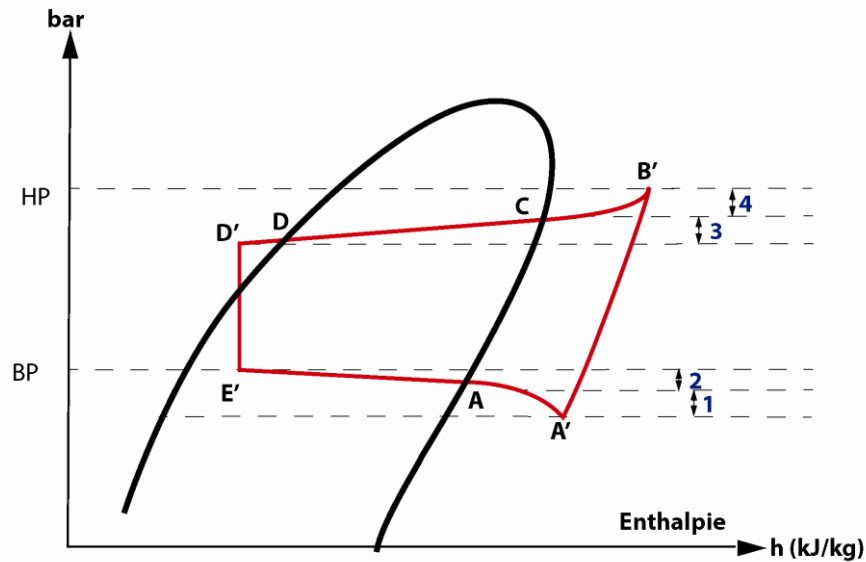
Effet frigorifique brut Qévapo	=	hA' – hE'
Effet utile	=	hA – hE'
Energie rejetée Qcd	=	hB' – hD'
Energie consommée Wcp	=	hB' – hA'
C.E.F = Qévapo/Wcp	=	hA' – hE' / hB' – hA'
COP = Qcd/Wcp	=	hB' – hD' / hB' – hA'

2.8 CYCLE FRIGORIFIQUE RÉEL

2.8.1 INFLUENCE DES PERTES DE CHARGES DES TUYAUTERIES

En pratique, il faudra tenir compte également des pertes de charge dans la ligne (ou tuyauterie) d'aspiration et dans la ligne de refoulement ainsi que dans les échangeurs.

D'où le cycle plus réaliste suivant :



- 1 : perte de charge dans la ligne aspiration
- 2 : perte de charge dans l'évaporateur
- 3 : perte de charge dans le condenseur
- 4 : perte de charge dans la ligne de refoulement

Figure 2.110

La température de fin de compression B' peut être limitée par :

- une augmentation de la pression d'aspiration
- une diminution de la pression de refoulement
- une diminution de la température d'aspiration
- le refroidissement du compresseur

2.8.2 INFLUENCE DE LA PRESSION D'ASPIRATION

Soit une installation qui présente une perte de charge de 1 bar. La pression à l'aspiration du compresseur est de 1 bar plus faible que la pression régnant à l'évaporateur.

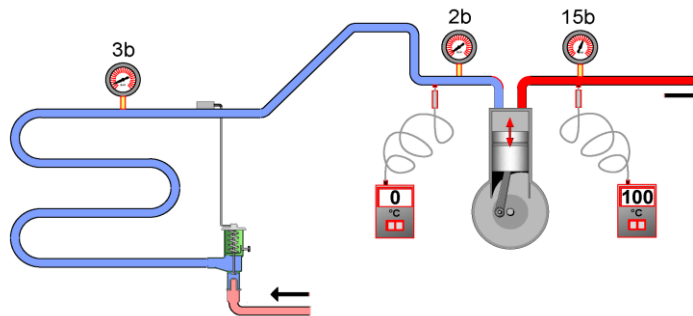


Figure 2.111

Sur le diagramme enthalpique, on peut tracer :

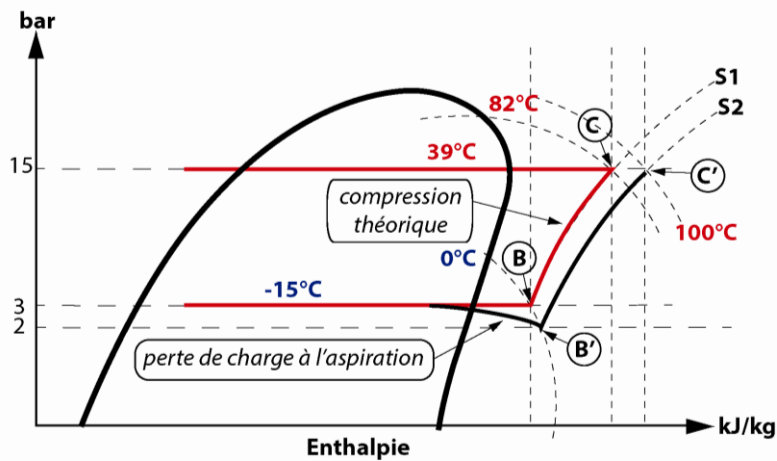


Figure 2.112

A l'aspiration du compresseur, le point B se déplace vers B' et la température de refoulement monte de 82 (sans perte de charge) à 100°C.

Ce qui entraîne une diminution de la performance frigorifique :

- Volume massique v des vapeurs aspirées a augmenté : $v_B'' < v_{B'}''$
 - ⇒ Débit masse a diminué
 - ⇒ Puissance frigorifique a encore diminué
- Taux de compression τ a augmenté :
 - ⇒ Rendement volumétrique η_v diminue
 - ⇒ Puissance frigorifique diminue
- Travail de compression a augmenté : $h_C - h_B < h_{C'} - h_{B'}$

2.8.3 INFLUENCE DE LA PRESSION DE REFOULEMENT

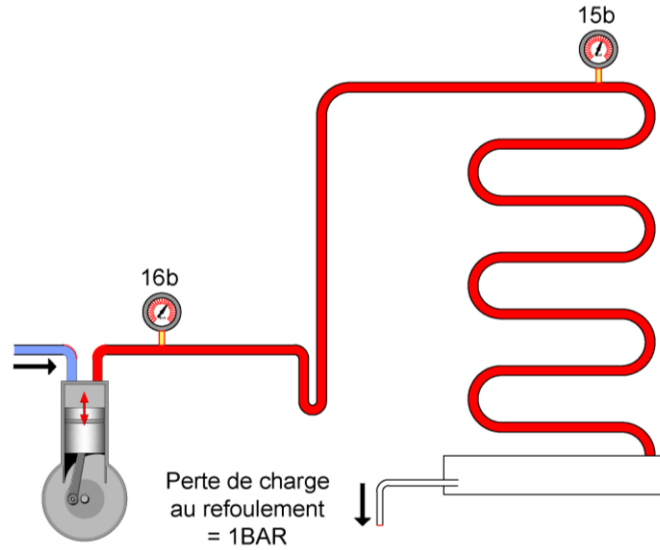


Figure 2.113

Si la tuyauterie de refoulement présente une perte de charge, la pression au refoulement du compresseur est supérieure à la pression de condensation.

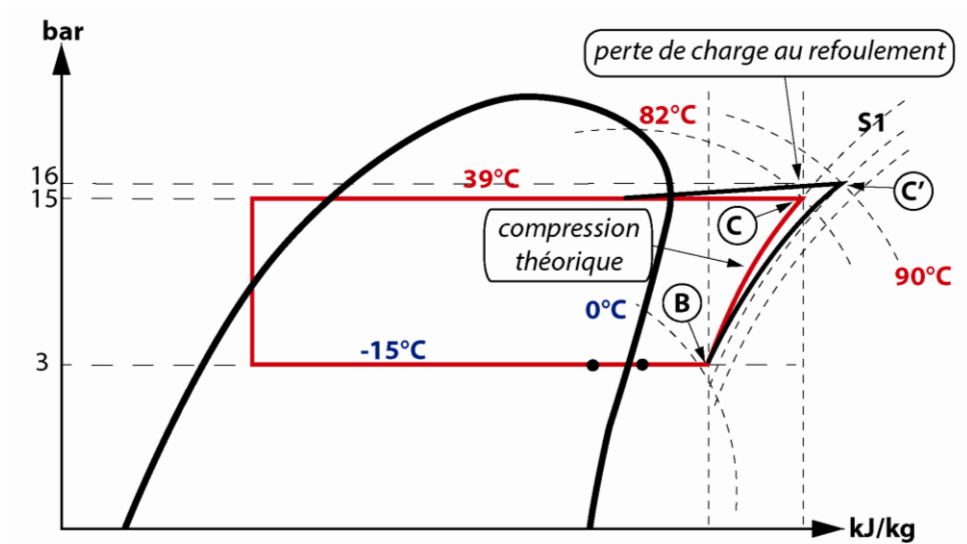


Figure 2.114

Le point représentatif du refoulement devient C' ce qui entraîne une augmentation de la pression de refoulement. Il faut limiter la perte de charge à une pression maximum équivalente à 1°C. (sélection diamètre correcte et limiter le nombre de coudes)

2.8.4 COEFFICIENTS EER ET ESEER

Aujourd'hui, l'efficacité énergétique des groupes frigorifiques doit être calculée selon la norme EN 14511.

Le coefficient EER (Energy Efficiency Ratio) est mesuré à pleine charge dans des conditions standards.

Pour les chillers avec condenseur à eau :

Table 8 — Water-to-water heat pumps and liquid chilling packages - Cooling mode

		Outdoor heat exchanger		Indoor heat exchanger	
		Inlet temperature °C	Outlet temperature °C	Inlet temperature °C	Outlet temperature °C
Standard rating conditions	Water to water and brine to water	30	35	12	7
	Water to brine	30	35	0	- 5
	Water to water and brine to water (for floor cooling or similar application)	30	35	23	18
Application rating conditions	Water to water	15	^a	^a	7
	Water to brine	15	^a	^a	- 5

^a The test is performed at the flow rate obtained during the test at the corresponding standard rating conditions.

Pour les chillers avec condenseur à air :

Table 10 — Air-to-water heat pumps and liquid chilling packages - Cooling mode

		Outdoor heat exchanger		Indoor heat exchanger	
		Inlet dry bulb temperature °C	Inlet wet bulb temperature °C	Inlet temperature °C	Outlet temperature °C
Standard rating conditions	water	35	-	12	7
	brine	35	-	0	- 5
	water (for floor cooling or similar application)	35	-	23	18
Application rating conditions	water	27	-	^a	7
	water (for floor cooling or similar application)	27	-	^a	18
	water	46	-	^a	7
	brine	27	-	^a	- 5

^a The test is performed at the water flow rate obtained during the test at the corresponding standard rating conditions.

Depuis 2006, Eurovent Certification évalue la performance des chillers et chillers réversibles en fonction de l'**ESEER : European Seasonal Energy Efficiency Ratio**.

Il donne un poids important à la performance des chillers à charge partielle, plutôt qu'à puissance nominale. Un chiller est dimensionné pour couvrir les besoins de pointe, mais fonctionne plus de 95% du temps à charge partielle. L'ESEER ne s'applique qu'à la performance en mode froid des chillers et chillers réversibles.

L'ESEER est la somme de quatre valeurs :
 $ESEER = A.EERA + B.EERB + C.EERC + D.EERD$

Où :	température à l'entrée du condenseur en °C		taux de charge %	facteur
	air	eau		
EERA	35	30	100	0,03
EERB	30	26	75	0,33
EERC	25	22	50	0,41
EERD	20	18	25	0,23

Les fabricants participant au programme LCP d'Eurovent doivent certifier toutes leurs machines jusqu'à 600 kW pour les LCP à condenseur à air et jusqu'à 1500 kW pour les LCP à condenseur à eau.

Sur le site <http://www.eurovent-certification.com>, 3 863 LCP à condensation par air et 1 294 LCP à condensation par eau étaient listés sur le site avec une valeur d'ESEER certifiée. (LCP = liquid chilling package). Les unités suivantes sont exclues du programme : groupes de production d'eau glacée entraînés par des moteurs autres que ceux alimentés en électricité, les performances en free-cooling et récupérateurs de chaleur, les pompes à chaleur en fonctionnement chaud seul ainsi que les unités prévues pour fonctionner en 60 Hz.

Puissance Frigorifique [kW] ¹	Efficacité à pleine charge [EER] ²	Efficacité à charge partielle [ESEER] ³	Niveau de puissance sonore [dBA]	Longueur [mm]	Largeur [mm]	Hauteur [mm]	Poids en fonction. [kg]	Charge de réfrigérant [kg]
500	3.2	4.5	96	6280	2241	2401	5740	172
500 LN	2.9	4.2	92	5163	2241	2401	5989	160
600	3.2	4.5	96	7397	2241	2401	6554	164
600 LN	2.9	4.1	92	7397	2241	2401	6726	160
700	3.2	4.6	98	7397	2241	2401	7668	204
700 LN	2.9	4.2	93	7397	2241	2401	7805	204

Le fonctionnement d'un chiller à charge partielle ne signifie pas pour autant une chute du rendement. Sur le graphique suivant, on peut visualiser l'impact d'une variation de la charge sur un chiller à condenseur à air avec deux compresseurs à vis. Si la température extérieure reste constante, on voit que le rendement optimal se situe à 90% de charge. Les autres paramètres qui influencent le rendement d'une machine :

- type de compresseur
- type de réfrigérant
- surface d'échange échangeur
- type de détendeur
- nombre de circuits de réfrigérants
- la variation de fréquence sur le moteur du ventilateur et celui de la pompe

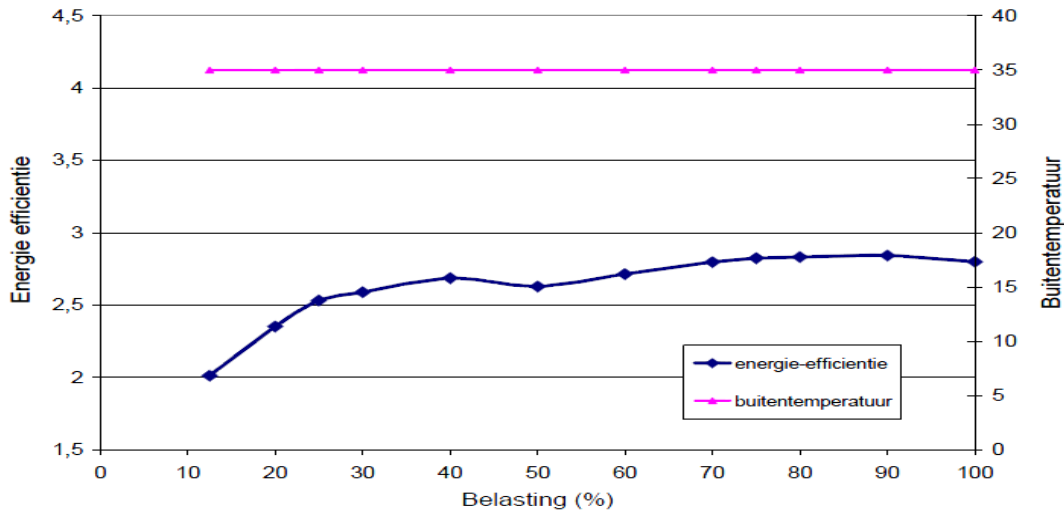
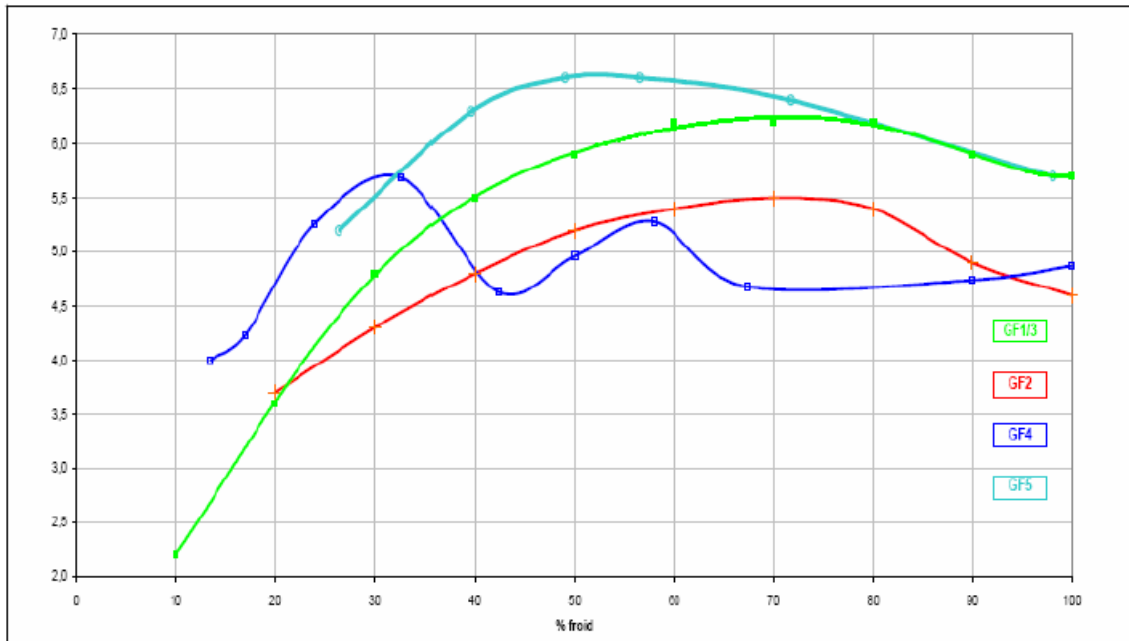


Figure 2.115

La charge de refroidissement et la température extérieure sont donc liées. Cette relation a été standardisée par les normes ARI (USA) et EECAC (Europe).

La gestion de la cascade des machines frigorifiques sur base des caractéristiques à charge partielle forment une manière optimale de gérer la consommation des installations de froid et obtenir le meilleur coefficient de performance.

Les diagrammes suivants montrent les mesures prises sur un bâtiment de la région Bruxelloise. Le relevé des consommations prend en compte les tours de refroidissement, les circulateurs. L'installation étudiée comprend 5 machines de production d'eau glacée. Les caractéristiques à charge partielle montrent que les machines 1,3 et 5 donnent des meilleurs rendements que les machines 2 et 4. Les machines 1,3 et 5 sont mis en marche en premier dès que les besoins de refroidissement augmentent.



La cascade est donc la suivante : 3,1,5,4,2 ou 1,3,5,4,2.

Figure 2.116

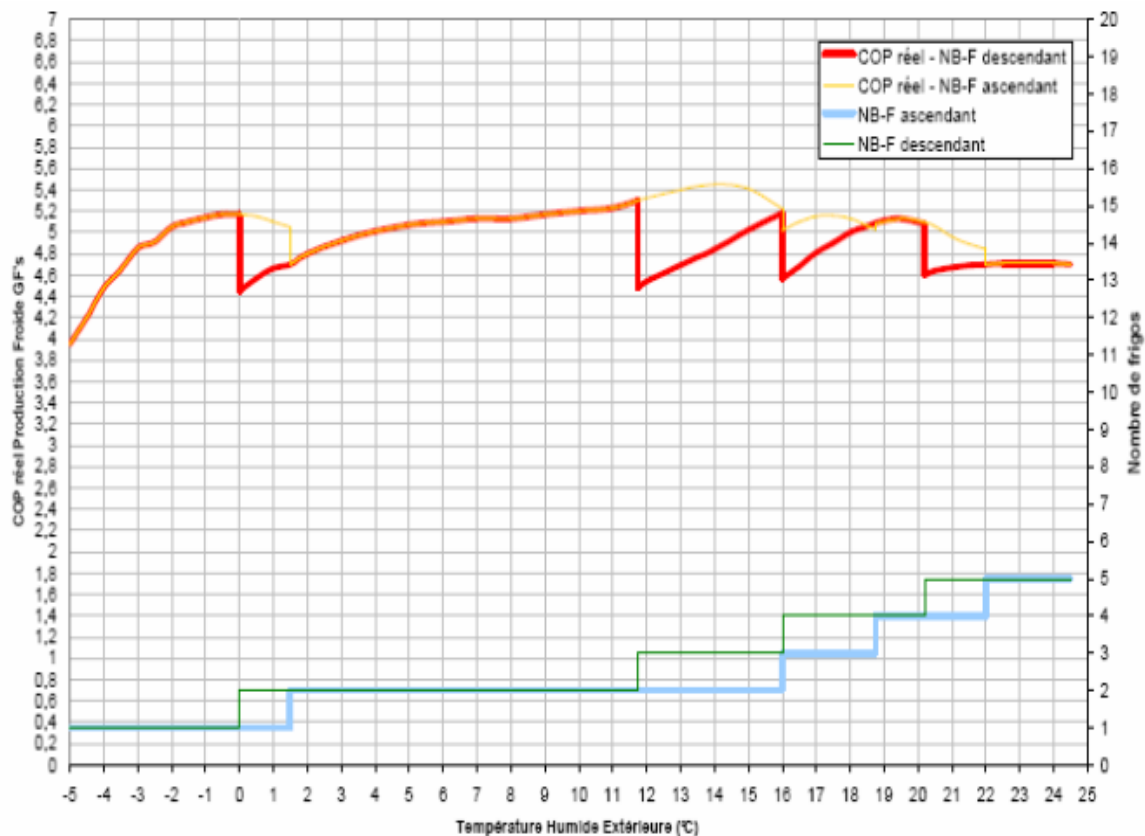


Figure 2.117

Le graphique montre l'augmentation du coefficient EER lors de la mise en marche d'une machine et la diminution du coefficient EER à l'arrêt d'une machine. Le seuil de commutation d'une mise en marche ou d'une mise à l'arrêt se situe entre 40 et 70% dépendant des caractéristiques à charge partielle de la machine.

La classification des chillers suivant EUROVENT (comité européen de constructeurs d'équipements de réfrigération et de traitement d'air) est la suivante :

Type Eurovent programma	Luchtgekoeld LCP/A/P/C/AC	Watergekoeld LCP/W/P/C/AC
Klasse	<i>EER</i>	<i>EER</i>
A	$> 3,1$	$> 5,05$
B	$3,1 > x > 2,9$	$5,05 > x > 4,65$
C	$2,9 > x > 2,7$	$4,65 > x > 4,25$
D	$2,7 > x > 2,5$	$4,25 > x > 3,85$
E	$2,5 > x > 2,3$	$3,85 > x > 3,45$
F	$2,3 > x > 2,1$	$3,45 > x > 3,05$
G	$< 2,1$	$< 3,05$

Depuis 2008, les prestations énergétiques de 2700 chillers à condenseur à air et 750 chillers à condenseur à eau ont été analysées.

Synthese luchtgekoelde ijswatermachines (Eurovent - LCP/A/P/C/AC)

Klasse	A	B	C	D	E	F	G
Aantal toestellen	153	383	672	752	474	204	65
Min EER	3,1	2,9	2,7	2,5	2,3	2,1	1,6
Max EER	3,5	3,1	2,9	2,7	2,5	2,3	2,1
Gemiddelde EER	3,2	3,0	2,8	2,6	2,4	2,2	1,9
Min ESEER	3,2	3,1	2,8	2,6	2,4	2,3	1,8
Max ESEER	5,9	5,1	4,9	4,6	4,2	4,1	3,8
Gemiddelde ESEER	4,0	3,9	3,8	3,5	3,1	2,9	2,4
Min ESEER/EER	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
Max ESEER/EER	1,7	1,7	1,7	1,8	1,7	1,8	1,8
Gemiddelde ESEER/EER	1,28	1,30	1,37	1,37	1,29	1,28	1,22

Synthese watergekoelde ijswatermachines (Eurovent)

Klasse	A	B	C	D	E	F	G
Aantal toestellen	123	136	194	204	84	44	2
min EER	5,1	4,7	4,3	3,9	3,5	3,1	2,9
max EER	6,4	5,0	4,6	4,2	3,8	3,4	3,0
gemiddelde EER	5,5	4,8	4,4	4,0	3,6	3,3	3,0
min ESEER	5,3	5,3	4,2	3,8	3,5	3,3	3,5
max ESEER	9,3	8,9	6,3	6,0	5,4	4,9	3,6
gemiddelde ESEER	6,6	6,1	5,5	4,8	4,4	4,1	3,6
Min ESEER/EER	0,9	1,1	1,0	0,9	1,0	1,1	1,2
Max ESEER/EER	1,8	1,9	1,4	1,4	1,5	1,4	1,2
Gemiddelde ESEER/EER	1,21	1,26	1,23	1,20	1,21	1,23	1,22

Pour les machines à condenseur à air, la machine avec le coefficient ESEER le plus élevé (5,9) possède le coefficient EER le plus important (3,5). Le rapport entre les deux coefficients donne 1,7 : cela veut dire que les prestations sur année de la machine engendrent un gain de 70% par rapport aux conditions standards.

Pour les machines à condenseur à eau, la machine avec le coefficient ESEER le plus élevé (9,9) n'a pas le coefficient EER le plus important (6,4).

2.9 LES FLUIDES FRIGORIGÈNES

2.9.1 CHOIX DES FLUIDES FRIGORIGÈNES

- Les fluides frigorigènes (F.F) ont pour but d'assurer le transfert thermique entre l'évaporateur et le condenseur.
- La quantité de fluide est fonction de la taille du circuit et doit être évaluée avec précision : ni excès de fluide ni surplus.
- Le cahier des charges d'un bon F.F est assez contraignant

2.9.1.1 critères thermodynamiques

- Les fluides ont la faculté de s'évaporer et de se condenser facilement aux pressions et températures pratiquées dans les applications de l'industrie du froid.
- Pression d'évaporation supérieure à la pression atmosphérique.
- Température critique supérieure à la t° de condensation.
- Chaleur latente d'évaporation importante pour réduire le débit massique de fluide et soulager les compresseurs.
- Température au refoulement basse.
- Faible rapport de compression entre pressions d'aspiration et de refoulement.
- Composition chimique stable dans les conditions d'emploi.

2.9.1.2 critères de sécurité

Le fluide devrait être :

- Non toxique
- Ininflammable
- Non explosifs aux températures d'utilisation
- Sans effet sur la santé du personnel

2.9.1.3 critères techniques

- Non corrosif sur les métaux (cuivre, fer, alu, ...)
- Compatible avec les élastomères et les plastiques (joints)
- Miscibilité avec l'huile pour un bon retour au compresseur
- Facilement détectable en cas de fuite
- Comportement à surveiller vis à vis de l'eau

2.9.1.4 critères économiques

- Faible prix en production
- Grande disponibilité sur le marché

2.9.1.5 critères écologiques/environnementaux

- Faible action sur la couche d'ozone ODP (la référence est le R11 avec ODP=1)
Aucune action si ODP=0
- Non-participation à l'effet de serre en fabrication industrielle du produit GWP
- Récupération facile et recyclage possible
- Neutre vis à vis des denrées alimentaires
- Sans odeur ou odeur non désagréable
- L'indice GWP100 donne le même effet mais sur 100 ans

Le potentiel de réchauffement planétaire (GWP) est défini (voir règlement européen n°842/2006) comme étant le potentiel de réchauffement climatique d'un gaz à effet de serre fluoré par rapport à celui du dioxyde de carbone (CO₂). Le GWP100 est calculé en fonction du potentiel de réchauffement sur cent ans d'un kilogramme d'un gaz donné par rapport à un kg de CO₂. L'annexe I de ce règlement reprend la valeur des GWP100 pour plusieurs gaz à effet de serre (valeurs publiés en 2001 par le GIEC). L'impact sur le réchauffement est nul si GWP=0

Le tableau suivant donne l'impact direct sur l'effet de serre de certains fluides.

Type de gaz	GWP100 (GWP = Global Warming Potential)
CO ₂	1
CH ₄ (Méthane)	23
R32 - (HFC-32)	550
R125 - (HFC-125)	3400
R134a - (HFC-134a)	1300
R143a - (HFC-143a)	4300
R410A - (50% de R32 + 50% de R125)	1975

R-134A	1300 kg CO ₂	par kg de fluide frigorigène
R-407C	1600 kg CO ₂	par kg de fluide frigorigène
R-404A	3800 kg CO ₂	par kg de fluide frigorigène
R-410A	1900 kg CO ₂	par kg de fluide frigorigène
R-290	3 kg CO ₂	par kg de fluide frigorigène
CO ₂	1 kg CO ₂	par kg de fluide frigorigène
NH ₃	0,1 kg CO ₂	par kg de fluide frigorigène
R-22	1700 kg CO ₂	par kg de fluide frigorigène

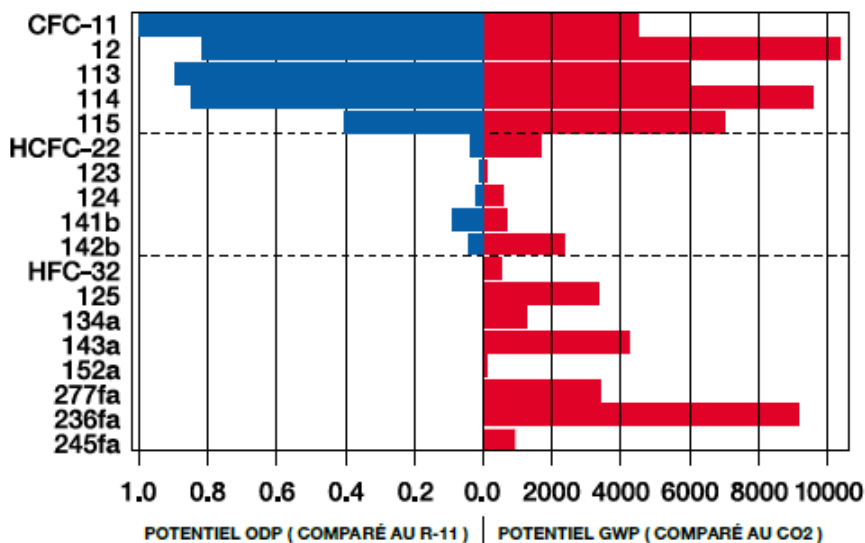


Figure 2.118

Afin de pouvoir déterminer l'importance de ces émissions, la norme EN 378 (Systèmes de réfrigération et pompes à chaleur – Exigences de sécurité et d'environnement) définit l'indice «TEWI» (Total Equivalent Warming Impact). Le TEWI est défini comme étant la somme de l'incidence directe des émissions de fluides frigorigènes et de l'incidence indirecte des émissions de CO₂ (dus à l'énergie primaire utilisée pour le fonctionnement du cycle frigorifique).

Si cette énergie est produite à partir d'une source d'énergie renouvelable (par exemple des panneaux photovoltaïques pour une pompe à chaleur électrique), il est possible de réduire considérablement l'impact d'un cycle frigorifique sur l'environnement.

2.9.2 FAMILLE DES FLUIDES FRIGORIGÈNES

Les fluides utilisés sont soit :

- Des composés **inorganiques purs** comme l'ammoniac NH₃ ou R717.
- Des composés **organiques** purs comme par exemple le R134a (C₂ H₂ F₄) tétrafluoroéthane.
- Des mélanges dits **azéotropiques** qui se composent de plusieurs fluides frigorigènes purs et se comportent comme un fluide à un seul composant au niveau thermodynamique c'est à dire qu'ils se condensent et s'évaporent une température constante pour une pression donnée. (relation pression – température)

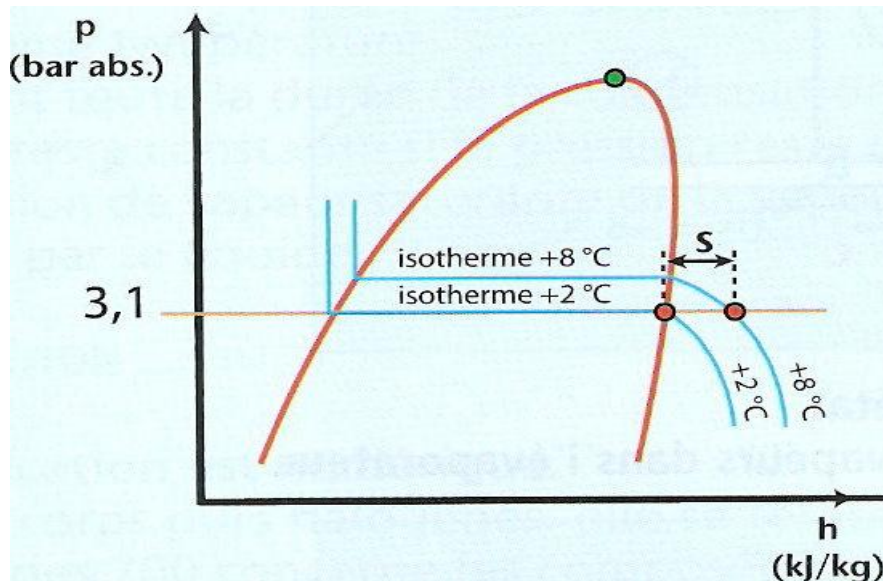


Figure 2.119

Exemple : Le R502 qui est un mélange de R22 (48,8%) et de R115 (51,2%)

- Des mélanges dits **zéotropiques** composés de plusieurs fluides purs qui ne se comportent plus comme un seul fluide.

Exemple : Le R404 A qui est un mélange de R143a (52%) de R125 (44%) et de R134a (4%)

Dans les fluides zéotropiques, la composition de la vapeur saturée est différente de celle du liquide saturé.

Lors de la vaporisation il y a enrichissement de la vapeur et un changement de composition du liquide associé à une augmentation de la t° d'ébullition.

Durant toute la phase d'évaporation, à une pression constante, il y a une augmentation régulière de la t° à l'évaporateur appelée glissement de la t°.

Inversement pendant la condensation, la qualité de vapeur diminue et la t° augmente au condenseur.

Ce glissement de t° est différent pour chaque fluide frigorigène et est légèrement plus grand à l'évaporateur qu'au condenseur pour un fluide donné.

Les fluides non azéotropiques ont deux différentes courbes de saturation pression/température, une pour le liquide saturé appelée « **point de bulle** » ou bulb point et une autre pour la vapeur saturée appelée « **point de rosée** » ou dew point.

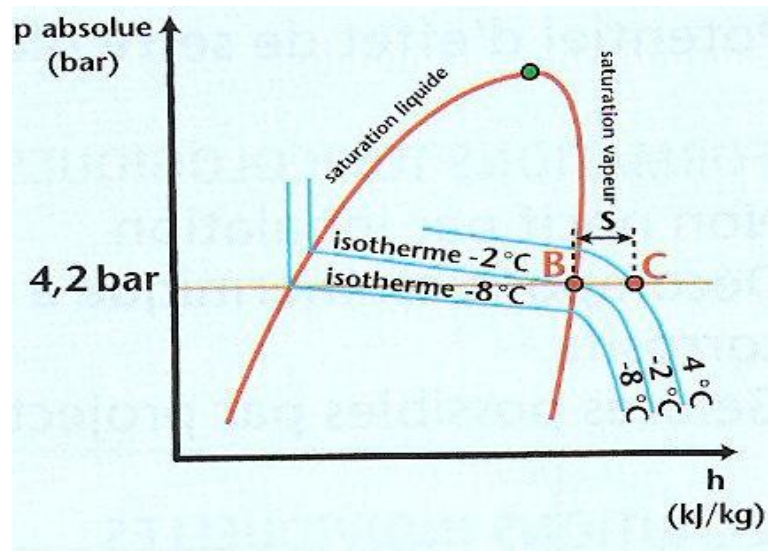


Figure 2.120

Pour le R404, le glide est faible : 0,5 K
 Pour le R401 A le glide atteint 4,5 K

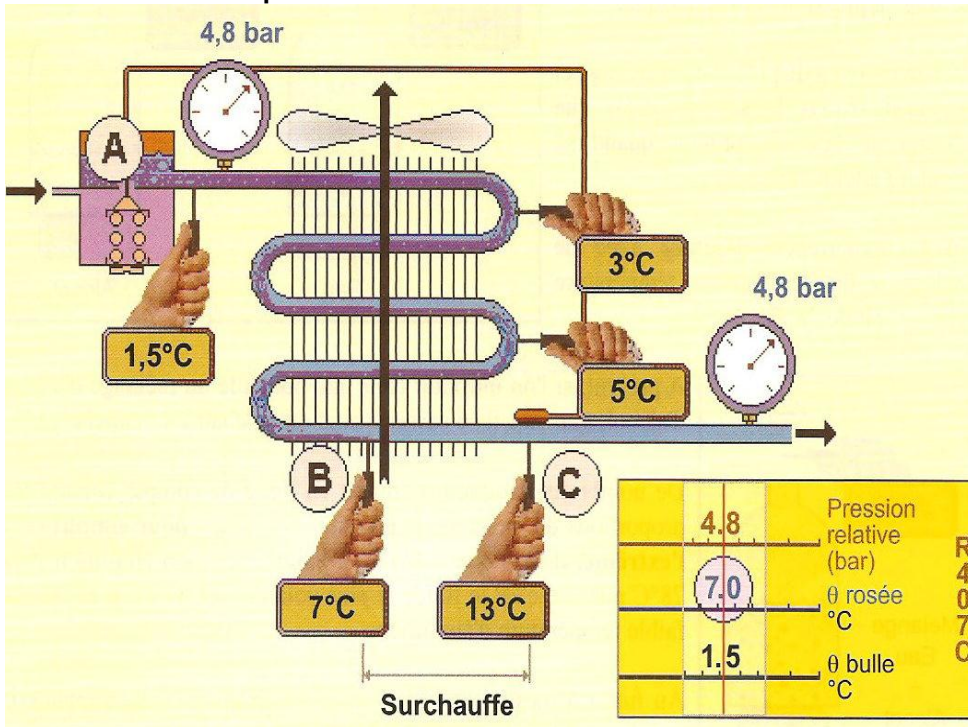
Lorsque le glissement dépasse 1 K, on doit tenir compte des conséquences pratiques sur :

- le choix du détendeur thermostatique
- le réglage de la surchauffe
- et le mode opératoire : la composition de la phase vapeur étant différente de la phase liquide, le chargement de l'installation se fera toujours en phase liquide uniquement.

Les tableaux des divers fluides frigorigènes font intervenir :

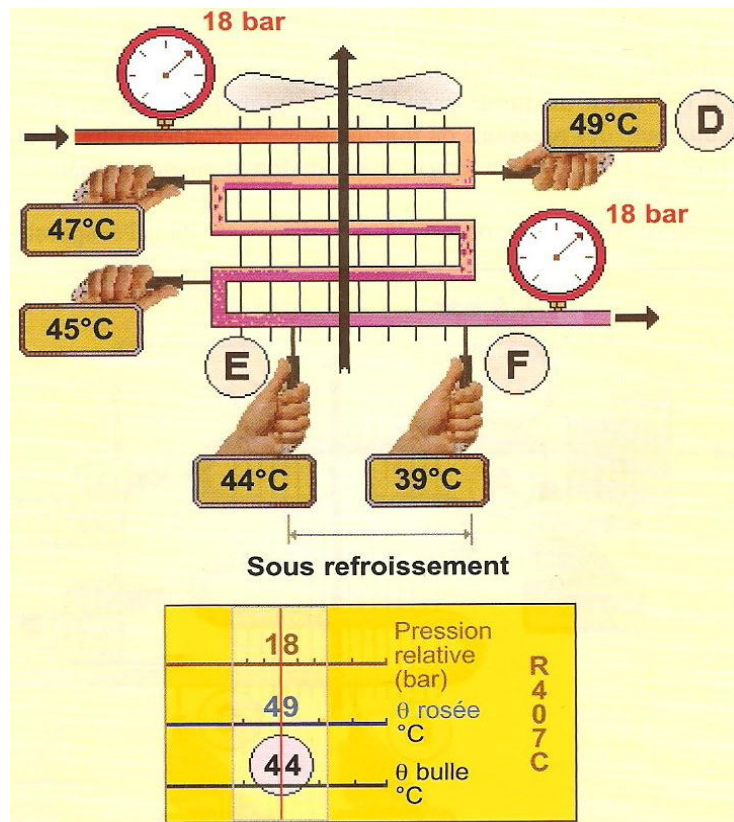
- Le **coefficient ODP** (Ozone depletion potential)
- Le **coefficient GWP** (global warming potential)
- Le glissement ou **glide** éventuel.
- Le type d'huile à associer au fluide concerné.

Evolution dans l'évaporateur



Et dans le condenseur :

Figures 2.121



2.9.3 NORMES EUROPÉENNES

La législation et la réglementation pour l'emploi des fluides sont évolutives. Elles s'appliquent à des niveaux différents : mondial, en communauté européenne ou local. Elles touchent la production, la consommation et le stockage des fluides.

Le but principal depuis Vienne en 1958, Montréal en 1987 et Kyoto en 1997 étant de protéger au maximum l'environnement par l'utilisation de fluides « non polluants » donc avec un O.D.P et un G.W.P minimum.

Le fluide frigorigène idéal n'existe pas, puisqu'il réside une contradiction profonde entre l'utilisation de molécules à très faible durée atmosphérique et le fait que ces molécules ne soient ni toxiques, ni inflammables. En effet, plus une molécule contient d'hydrogène, plus elle a de facilité à se décomposer vite dans l'atmosphère (ceci est en particulier dû à l'affinité du radical hydroxyle (-OH) et l'hydrogène), et plus le nombre d'atomes d'hydrogène dans une molécule est grand, plus elle est inflammable.

Cas des CFC :

- Production interdite dans la C.E.E depuis 01/95
- Obligation de récupération et de destruction
- 01/2000 : Vente interdite même pour maintenance
- 01/2001 : Interdiction totale d'emploi même en maintenance

Cas des HCFC :

- Réduction de la production jusqu'en 2008
- Interdiction de mise sur le marché en 01/2010
- A partir de 01/2001 interdiction d'utilisation dans les équipements de froid et de conditionnement d'air fixes supérieur à 100 Kw
- 01/2003 : Interdiction d'utiliser les HCFC pour la production de tous les systèmes fixes de conditionnement d'air.

A partir de Janvier 2010 il sera interdit d'utiliser les HCFC même en maintenance.

Certains pays ont à ce jour déjà devancé ces directives. En Allemagne, le R22 est totalement interdit dans les nouveaux équipements depuis le 1/01/2000

Les fluides de substitution du R22 sont : R422D, R417A, R422A, R438

Cas des HFC :

- Seront les fluides les plus utilisés à l'avenir avec les fluides frigorigènes purs sous conditions spécifiques d'emploi.

Cas du CO2

- Le CO2 (R 744) revient à la charge ses derniers temps comme fluide frigorigène. Autrefois remplacé par les CFC, HCFC, HFC, il doit son retour à son faible impact sur l'environnement (ODP = 0, GWP = 1) par rapport aux autres fluides frigorigènes utilisés actuellement (jusqu'à 3 800 fois moins d'impact sur l'environnement que les HFC).
Les avantages et inconvénients de l'utilisation du CO2 comme fluide frigorigène sont les suivants :

Avantages :

- pas d'action sur l'ozone (ODP = 0);
- peu d'impact direct sur l'effet de serre (GWP = 1) sachant par exemple que le R404A a un GWP de 3 800;
- fluide naturel et largement disponible;
- ininflammable (utilisation comme gaz dans les extincteurs);
- non corrosif, compatible avec tous les matériaux;
- non toxique;
- alimentaire (notamment nos voisins hollandais l'utilise dans la conservation des repas dans les hôpitaux);
- production frigorifique volumétrique élevée, permettant à l'heure actuelle des compresseurs de faible cylindrée et des circuits à faible quantité de fluide;
- miscible à l'huile des compresseurs;
- peu descendre jusqu'à -54°C;
- taux de compression faible par rapport aux autres réfrigérants (COP intéressant);

Inconvénients :

- avec l'eau il forme des acides, avec l'ammoniac du carbonate d'ammonium (corrosif);
- les pressions de service sont très importantes (80, 100 bar voire plus);
- les équipements des circuits et de sécurité, dus à la pression, doivent être performants (coûts importants);

2.9.4 TABLEAUX UTILES

Les tables de tous les fluides sont disponibles auprès des fabricants afin de permettre les calculs précis du cycle d'une machine.

Exemple : Tables du R134a.

Aperçu des réfrigérants courants du moment (!) (Source Bitzer)		Overzicht van de voor het ogenblik (!) gangbare koelmiddelen. (Bron Bitzer)				
Réfrigérant Koelmiddel	Composition Samenstelling	Remplace Vervangt	ODP (R11 = 1,0)	GWP (CO2 = 1,0)	Glide (K)	GWP ↓
HCFC - HCFK						
R 22	CHClF2	R 502 - R 12	0,05	1700	0	0,35
R 124	CHClFCF3	R 114 - R 12B1	0,02	480	0	0,11
R 142 b	CClF2CH3		0,06	2000	0	0,45
HCFC - Blend (Alternatif de transition) - HCFK - Blend (Overgangsalternatief)						
R 401 A	R 22/152a/124	R 12 - R 500	0,03	1080	6,4	0,22
R 401 B	R 22/152a/124	R 12 - R 500	0,035	1190	6,0	0,24
R 402 A	R 22/125/290	R 502	0,02	2570	2,0	0,64
R 402 B	R 22/125/290	R 502	0,03	2240	2,3	0,52
R 403 A	R 22/218/290	R 502	0,04	2670	2,4	0,037
R 403 B	R 22/218/290	R 502	0,03	3680	1,2	0,028
R 408 A	R 22/143a/125	R 502	0,026	3050	0,6	0,75
R 409 A	R 22/142b/124	R 12 - R 500	0,05	1440	8,1	0,31
R 409 B	R 22/142b/124	R 12	0,05	1425	7,2	0,31
R 413 A	R 134a/218/600a	R 12 - R 500	0	1770	6,9	0,44
HCFC - Sans Cl - (Alternatif de longue durée) - HCFK - Zonder Chloor (Langdurig alternatief)						
R 23	CHF3	R 13 - R 503	0	12100	0	6
R 32	CH2F2	R 12 - R 22	0	580	0	0,14
R 125	CF3CHF2	R 12 - R 22	0	3200	0	0,66
R 134 a	CF3CH2F	R 12 - R 22	0	1300	0	0,3

Figure 2.122

Réfrigérant Koelmiddel	Composition Samenstelling	Remplace Vervangt	ODP (R11 = 1,0)	GWP (CO2 = 1,0)	Glide (K)	
HCFC - Sans Cl - (Altern. de longue durée) - HCFK - Zonder Chloor (Langdurig alternatief)						
R 143 a	CF3CH3	R 12 - R 22	0	4400	0	1
R 152 a	CHF2CH3	R 12 - R 22	0	140	0	0,03
R 227 ea	CF3-CHF-CF3	R12B1-R114	0	3300	0	0,6
R 236 fa	CF3-CH2-CF3	R 114	0	8000	0	
HCFC - Sans Cl - Blend - (Altern. long. dur.) - HCFK - Zonder Chloor - Blend - (Langd. altern.)						
R 404 A	R143a/125/134a	R 502	0	3750	0,7	0,9
R 407 A	R 32/125/134a	R 502	0	1920	6,6	0,43
R 407 B	R 32/125/134a	R 502	0	2560	4,4	0,7
R 407 C	R 32/125/134a	R 22	0	1610	7,4	0,37
R 410 A	R 32/125	R 22 -R 13B1	0	1890	<0,2	0,41
R 417 A	R 125/134a/600	R 22	0	1950	5,6	
R 507 A	R 143a/125	R 502	0	3800	0	0,98
R 508 A	R 23/116	R 503	0		0	
R 508 B	R 23/116	R 503	0	12300	0	
FX 80	R 32/125	R 13B1	0	2360	<0,2	
Isceon 89	R 125/218/290	R 13B1	0	3090	4,0	0,98
Réfrigérant non halogéné (Altern. de long. durée) - Niet gehalogeneerd koelmiddel (Langd. altern.)						
R 170	C2H6	R 13 - R 503	0	3	0	
R 290	C3H8	R 22 - R 502	0	3	0	0
R 600 a	C4H10	R114 -R12B1	0	3	0	0
R 717	NH3	R 22 - R 502	0	0	0	0
R 744	CO2	Plus.-Meerdere	0	1	0	
R 1270	C3H6	R 22 - R 502	0	3	0	0

Figure 2.123

**Principales applications
des fluides frigorigènes de substitution.**

Applications	Fluides	Fluides de Transition	Fluides supposés Définitifs
Appareils domestiques	R12	R401A (MP39) R409A (FX56)	R134a R290 (Propane) R600a (Isobutane)
Refroidisseurs d'eau	R11 R12 R114 R22 R717 (NH ₃)	R123 R142b R22	R134a R404A R717 (NH ₃)
Froid commercial temp. positive	R12	R401A (MP39) R409A (FX56) R22	R134a R404A R507A R413A (Iscéon 49)
Froid commercial temp. négative	R502	R402A (HP80) R408A (FX10) R403B (Iscéon 69L) R 22	R 404A R 125 AZ 50 – R407B (Klea 61)
Froid industriel	R717 (NH ₃) R22	R22	R717 (NH ₃) R404A
Froid basse température	R13B1 R13 R 503		ES20 R23 R32
Climatisation	R22 R500	R409B (FX57) R401B (HP66)	R134a – R410A (AZ20) R407C (SUVA 9000) – KLEA 66 – R417C
Air conditionné automobile	R12 R500	R401C (MP52) – DP 40 R409B (FX57) R401B (HP66)	R134a

Figure 2.124

2.9.5 CONVERSION DE FLUIDE DANS UNE MACHINE.

Le R22, fluide frigorigène de type HCFC, est interdit dans les installations neuves depuis 2010. Dans l'existant, les fluides issus du recyclage ne combleront pas les besoins. Les remplacements possibles imposent une stratégie de choix.

L'opération est cependant complexe, et ce pour plusieurs raisons. En premier lieu, les choix des mélanges dits "de transition" sont en nombres limités. En second, à la différence des solutions de substitution des CFC, les alternatives au R-22 ne sont pas toujours aussi performantes.

En outre, les très courants R-134a et R-410A ne sont pas exploitables :

- le R-134a en raison de sa production frigorifique volumétrique inférieure de 40% à celle du R-22 ;
- le R-410A, pour un motif inverse - sa production frigorifique est 35 % supérieure -, et aussi parce que la pression à appliquer dans les circuits est 50 % supérieure de celle du R-22. Un handicap rédhibitoire au regard de la réglementation sur les équipements sous pression.

Pour déterminer leurs choix de reconversion des systèmes - reconversion simple avec nettoyage facultatif, ou lourde avec changement d'huile et nettoyage impératif afin d'obtenir un très faible taux résiduel d'huile -, les opérateurs appliqueront des critères selon une grille d'analyse qui placera le coefficient de performance de leur installation au second plan.

Prioritairement, ils rechercheront :

- 1) à limiter les coûts d'opération, que ce soit en évitant le changement d'huile, qui nécessite un rinçage, ou les modifications et le remplacement des composants ;
- 2) à garder les performances de l'installation d'origine. Le fluide de remplacement doit ainsi avoir une production frigorifique volumétrique proche de celle du fluide d'origine. Selon cette grille d'analyse, une perte de performance sera acceptable en climatisation individuelle, mais devra être considérée différemment en réfrigération pour respecter la chaîne du froid.

Ainsi, on recherchera l'usage de fluides :

- à faibles pressions internes, ce qui contribuera à limiter les fuites ;
- les plus performants, de manière à maintenir un coefficient de performance élevé. Mais dans tous les cas, on enregistre une baisse de performances par rapport au R-22 ;
- affichant un GWP (Global warming potential ou potentiel de réchauffement global) le plus faible possible ;
- à faible échauffement à la compression pour assurer une bonne lubrification
- et respectant la sécurité des personnes, notamment au regard de la toxicité et de l'inflammabilité.

	Applications	Propriétés
R422D	Substitut polyvalent au R22 dans les installations avec évaporation directe (surgélation et réfrigération)	Dans la plupart des systèmes, performance et efficacité identiques à celles du R22
		Faibles températures des gaz sous pression peuvent augmenter la longévité du compresseur
R417A	Installations de climatisation < 15 KW	Faibles températures des gaz sous pression peuvent augmenter la longévité du compresseur
		économies d'énergie possible
R422A	Adapté comme substitut pour : les mélanges de fluides frigorigènes R502,R402,R403,R408 et comme substitut au R22 dans certaines applications de surgélation	Puissance frigorifique accrue par rapport au R22 dans de nombreuses conditions de fonctionnement, avec des augmentations de la puissance de surgélation pouvant atteindre 15%
		Puissance frigorifique comparable à celle du R404A ou R507
		Faibles températures des gaz sous pression peuvent augmenter la longévité du compresseur
R438A	Substitut polyvalent au R22	Performance identique au R22
		Faibles températures des gaz sous pression peuvent augmenter la longévité du compresseur

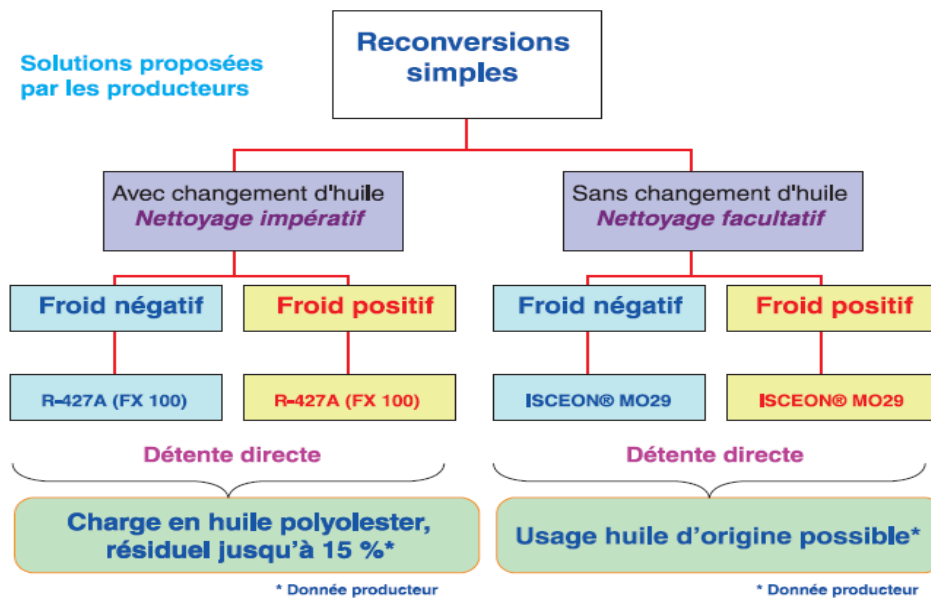
Le remplacement d'un fluide par un autre nécessite des précautions.

On distingue :

A/ La conversion simple ou DROP – IN

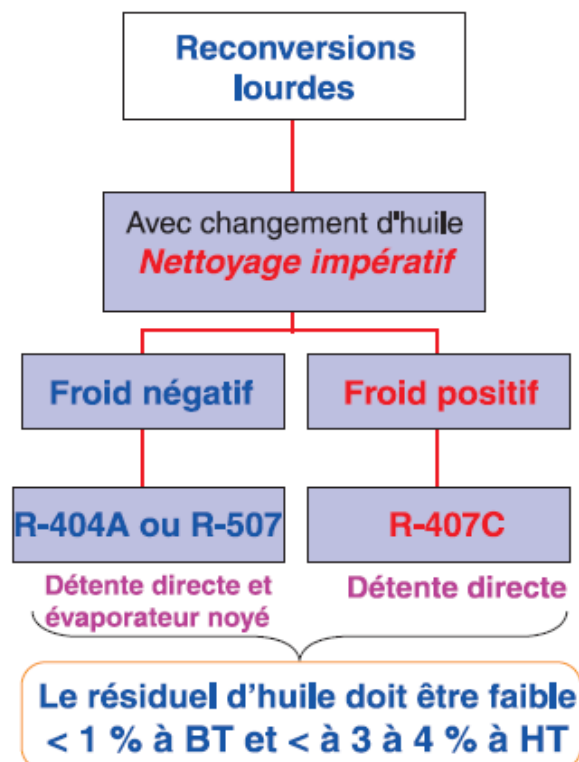
B/ La conversion complexe ou RETROFIT

Le **drop – in** consiste à changer uniquement le fluide frigorigène, sans changer l'huile, le détendeur et le filtre déshydrateur.



Le **retrofit** d'une machine existante consiste à changer :

- Le fluide frigorigène (Ex R12 par du R134a)
- Le type d'huile (huile minérale par Ester)
- Les déshydrateurs
- Les différents joints



2.9.6 CONTAMINANTS D'UN CIRCUIT FRIGORIFIQUE

Malgré toutes les précautions et tous les soins pris par les fabricants, et par tous ceux pris lors du montage et de la mise en service, il est exceptionnel de réaliser une installation parfaitement propre. Les fluides frigorigènes et les lubrifiants ester sont des détergents ou des solvants très efficaces, capables de dissoudre les dépôts de saleté les plus rebelles.

De par leur origine, les dépôts peuvent se diviser en trois groupes :

- corps étranger provenant de l'usinage
- corps étranger provenant des travaux de montage
- dépôts d'impuretés en cours de fonctionnement

Dans cette dernière catégorie, on retrouve :

- des dépôts dus à l'humidité :
Formation d'acide fluorhydrique suite à réaction de l'eau en présence de fluide frigorigène.
Formation de boue par décomposition partielle de l'huile
- des dépôts dus à l'huile
Réaction de deux huiles de caractéristiques différentes et mélangées lors d'un appoint d'huile
Décomposition du lubrifiant liée à la présence d'humidité

Les conséquences :

- cylindres et pistons rayés, clapets et sièges de clapet détériorés par les poussières siliceuses
- obstruction orifices de petite dimension (détendeur, séparateur d'huile et retour d'huile) par les boues

Il y a donc lieu de disposer sur le circuit des filtres efficaces, d'un indicateur d'humidité et de suivre la qualité de l'huile.

2.10 LES HUILES POUR SYSTÈMES FRIGORIFIQUES.

2.10.1 INTRODUCTION

L'huile joue un rôle essentiel dans une installation frigorifique puisqu'elle contribue à assurer :

- la lubrification des pièces mobiles des compresseurs
- l'évacuation de la chaleur liée aux frottements des pièces mobiles
- l'étanchéité entre les étages de compression dans les compresseurs rotatifs.

Toute l'huile ne reste pas dans le carter du compresseur et une partie est entraînée dans le circuit frigorifique :

- lors des phases de démarrage du compresseur à cause de l'évaporation brutale du fluide frigorigène dissout dans l'huile
- par la segmentation dans les compresseurs à pistons
- par son contact intime avec le fluide frigorigène dans les compresseurs rotatifs.

Le volume d'huile expulsé par le compresseur circule avec le fluide frigorigène et provoque les effets suivants :

- diminution du niveau d'huile dans le carter, pouvant occasionner une défaillance mécanique
- modification de la qualité, des propriétés physiques et thermodynamiques du fluide frigorigène
- diminution de la performance des échangeurs (évaporateurs et condenseurs) ; la perte de puissance peut atteindre 30% avec des évaporateurs équipés de tubes rainurés
- rétention d'huile dans « les pièges à huiles » et zones à très faible vitesse. Cette huile peut revenir brutalement et générer un « coup de liquide ».

Les dégâts engendrés dans les compresseurs à pistons sont souvent irréversibles.

Pour permettre à l'huile, expulsée du compresseur, de réintégrer le carter il est nécessaire de :

- respecter des vitesses dans les tuyauteries afin que l'huile puisse circuler. Principalement lorsque le réfrigérant est en phase gazeuse puisque la miscibilité de ce dernier avec l'huile est faible.
- utiliser un séparateur d'huile dont le rôle est de récupérer une importante quantité d'huile, et de la réintégrer dans le carter le plus rapidement possible

En conclusion, la gestion de l'huile dans un circuit frigorifique sera optimisée si l'on se conforme aux règles suivantes :

- respect des règles de l'art en matière de dimensionnement des tuyauteries afin d'assurer le retour de l'huile grâce à des vitesses suffisantes
- choix d'une marque de séparateur d'huile de qualité, qui intègre sérieusement les différentes techniques de séparation d'huile dans la conception de ses produits
- sélection correcte du séparateur d'huile
- suivi de la qualité de l'huile

2.10.2 CHOIX DE L'HUILE

Les huiles utilisées pour les machines frigorifiques doivent être compatibles avec le fluide frigorigène afin d'assurer correctement la lubrification des compresseurs.

Le choix d'un lubrifiant est spécifique à un compresseur et à une application déterminée et conditionne les performances et la longévité de l'installation.

Dans l'industrie frigorifique, il faut choisir un type d'huile selon la famille de fluide utilisé.

Familles	Origines	Sous - famille	Types de fluides frigorigènes
Minérales	Naturelles, issue de la distillation du pétrole brut	- Naphténiques - Paraffiniques selon la nature et la provenance du pétrole.	CFC, HCFC, NH3
Semi – synthétiques	Mélanges d'huiles minérales et synthétiques		CFC, HCFC, NH3
Synthétiques	Chimiques	Alkylbenzènes (AB)	CFC, HCFC, NH3
		Hydrocarbures : Polyalphaoléfines (PAO)	CFC, HCFC, NH3
		Polyglycols : Polyalklèneglycols (PAG)	- R-134a en climatisation automobile - NH3 dans quelques cas pour certains compresseurs
		Esters : Polyolesters (POE)	HFC

2.10.3 ANALYSE DE L'HUILE

Les huiles dans une machine frigorifique peuvent subir différentes dégradations :

- Acidification en présence d'humidité avec pour conséquences les attaques chimiques du cuivre et des métaux ainsi que la destruction des isolants des organes électriques (cuivrage et grillage moteur)
- Dégradation des performances lubrifiantes due à la présence de fluide dissous (miscibilité)
- Présence de particules métalliques due à la corrosion → risque d'érosion, formation de dépôts ...

Il est donc recommandé de suivre la qualité de l'huile des machines frigorifiques.

Lorsque les quantités d'huile sont faibles, on veillera à effectuer des remplacements réguliers.

Lorsque le volume d'huile est plus important, un test d'acidité régulier est recommandé (test rapide à l'aide d'éprouvette). Les tests d'acidité sur site sont simples, rapides, fiables et permettent un diagnostic rapide concernant l'absence ou la présence d'acidité dans les circuits.

Il faudra donc surveiller ces paramètres par des tests d'acidité réguliers (acidité en éprouvettes).

Sur les grosses machines, une analyse régulière de l'huile est recommandée. Paramètres :

- Présence d'humidité :
Elle favorise la formation d'acide, le phénomène d'hydrolyse (cuivrage) et de moussage
- Viscosité
Elle permet une détection d'oxydation et de contaminants éventuels
- Acidité
Elle permet de suivre l'évolution des qualités des lubrifiants. Cette acidité est en général la conséquence du lubrifiant surchauffé, oxydé et de la décomposition du fluide frigorigène
- Rigidité électrique
C'est une information importante pour les compresseurs hermétiques
- Concentrations en différents métaux (fer, cuivre, aluminium, zinc ...) qui apportent des éléments sur l'usure des pièces et la présence de contaminants.
- L'évolution des concentrations en additifs (molybdène, phosphore, zinc, barium, calcium, silicium ...) permet de déceler une éventuelle consommation de ceux-ci et cibler d'éventuels problèmes

Le prélèvement de l'échantillon requiert également certaines précautions. Suivre un mode opératoire pour chaque machine est préconisé.

En résumé :

Ne pas mélanger des huiles de différents types même en petite quantité sous peine de formation de boues qui peuvent détruire le circuit et les organes mécaniques
Sur les installations de taille conséquente, un contrôle de l'acidité doit être effectué périodiquement

Une analyse périodique de l'huile permet de suivre l'état général d'une installation et d'assurer une maintenance préventive

Les huiles frigorifiques sont très hygroscopiques. Il est donc nécessaire de prendre des précautions lors du stockage de l'huile, du remplissage des compresseurs et des prises d'échantillons.

2.10.4 LUBRIFICATION DES COMPRESSEURS

Deux dispositifs mécaniques assurent la lubrification des compresseurs :

2.10.4.1 Lubrification par barbotage

Les têtes de bielle plongent dans l'huile du carter et projettent l'huile à l'intérieur du carter lors de leurs remontées. L'huile projetée est récupérée directement ou dans des cavités. Ce dispositif est fiable et ne nécessite pas de contrôle de la lubrification. La quantité d'huile dans le carter doit être limitée pour ne pas augmenter la puissance absorbée par l'arbre du vilebrequin.

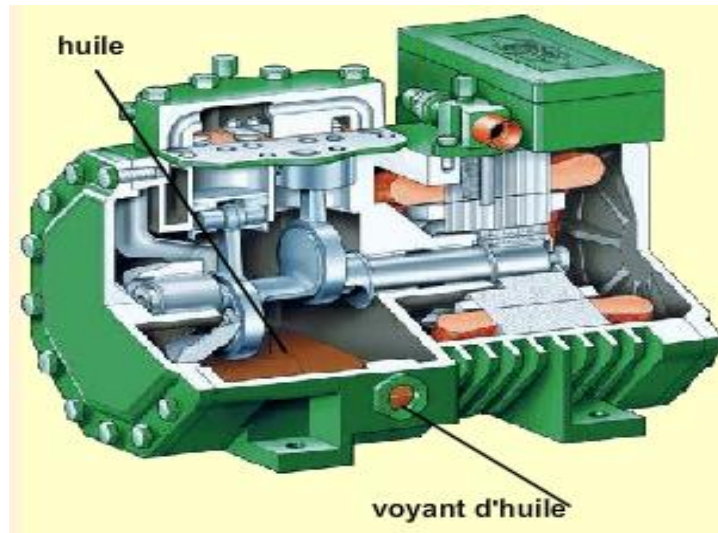


Figure 2.125

2.10.4.2 Lubrification par pompe à huile

Une pompe placée en bout d'arbre assurera la lubrification des points essentiels du compresseur. La pompe à huile génère une légère surpression par rapport à la pression du carter (0,5 à 4 bars). Pour obtenir une bonne lubrification, le compresseur doit tourner à une vitesse suffisante au-dessus d'un seuil fixé par le constructeur.

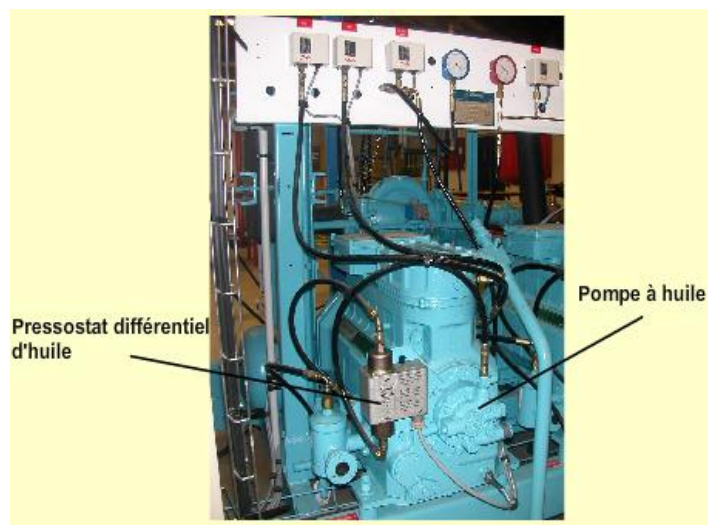


Figure 2.126

Exemple de lubrification dans un compresseur semi – hermétique.

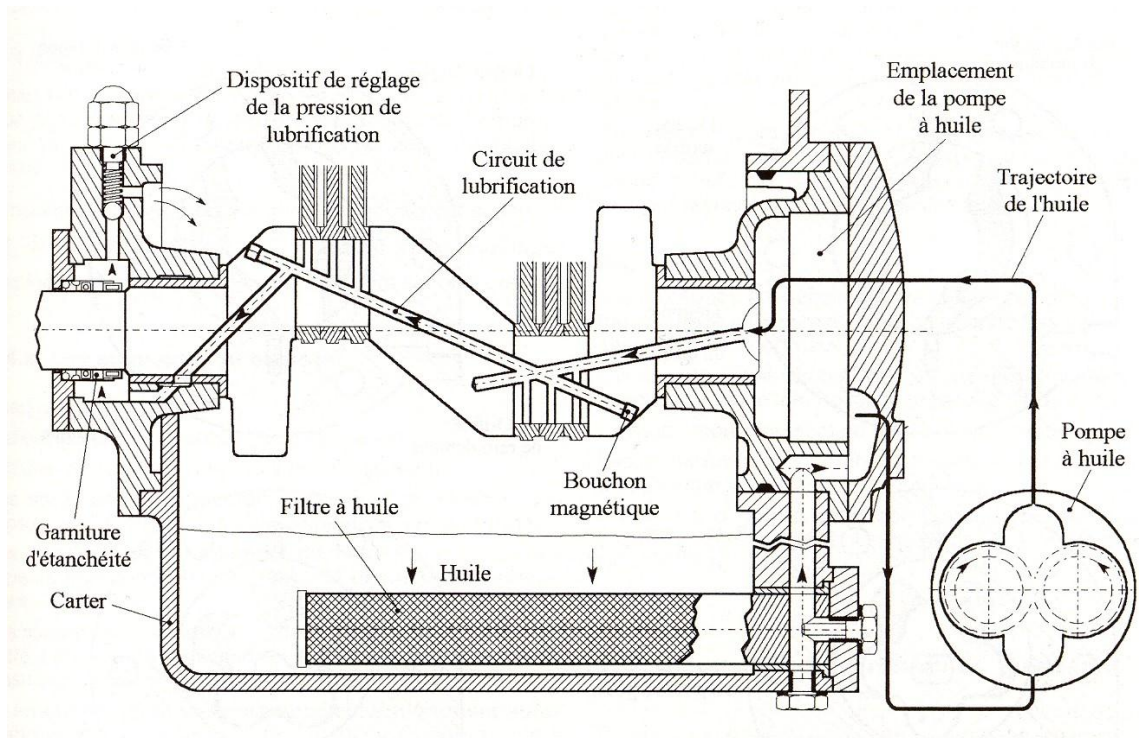


Figure 2.127

2.11 COMPOSANTS ANNEXES DES CIRCUITS FRIGORIFIQUES

2.11.1 VANNES 4 VOIES

Dans le circuit frigorifique réversible les échangeurs peuvent être tour à tour évaporateur et condenseur.

L'échangeur thermique placé dans le local pourra

- Refroidir et déshumidificateur l'air soufflé lorsque le fluide frigorigène s'évapore ; dans ce cas l'échangeur sera EVAPORATEUR.
- Réchauffer l'air soufflé par condensation du fluide réfrigérant ; l'échangeur remplira le rôle de CONDENSEUR

L'inversion du rôle des échangeurs peut être envisagée si on permute le sens de circulation du fluide frigorigène dans la machine à compression. Le compresseur doit être parcouru dans le même sens en mode chaud ou en mode froid pour les vapeurs fluides frigorigènes.

Cette inversion est obtenu par utilisation d'une vanne appelée **vanne à 4 voies d'inversion de cycle** et de clapets anti – retour placés dans le circuit.

L'électrovanne de la vanne 4 voies est non alimentée. Le tiroir interne met en communication :

- La tuyauterie de sortie de l'évaporateur (échangeur interne) et l'aspiration du compresseur.
- La tuyauterie de refoulement du compresseur et l'entrée de l'échangeur condenseur.

Un jeu de clapets anti-retour force le F.F à passer par le déshydrateur et le détendeur prévus en mode réfrigération.

L'échangeur intérieur devient condenseur et l'échangeur extérieur devient évaporateur par action de la vanne 4 voies. Le tiroir interne relie la sortie de l'évaporateur extérieur à l'aspiration du compresseur et le refoulement du compresseur à l'entrée du condenseur intérieur au local.

Les deux schémas ci-après illustrent le fonctionnement de la vanne en mode froid et ensuite en mode chaud.

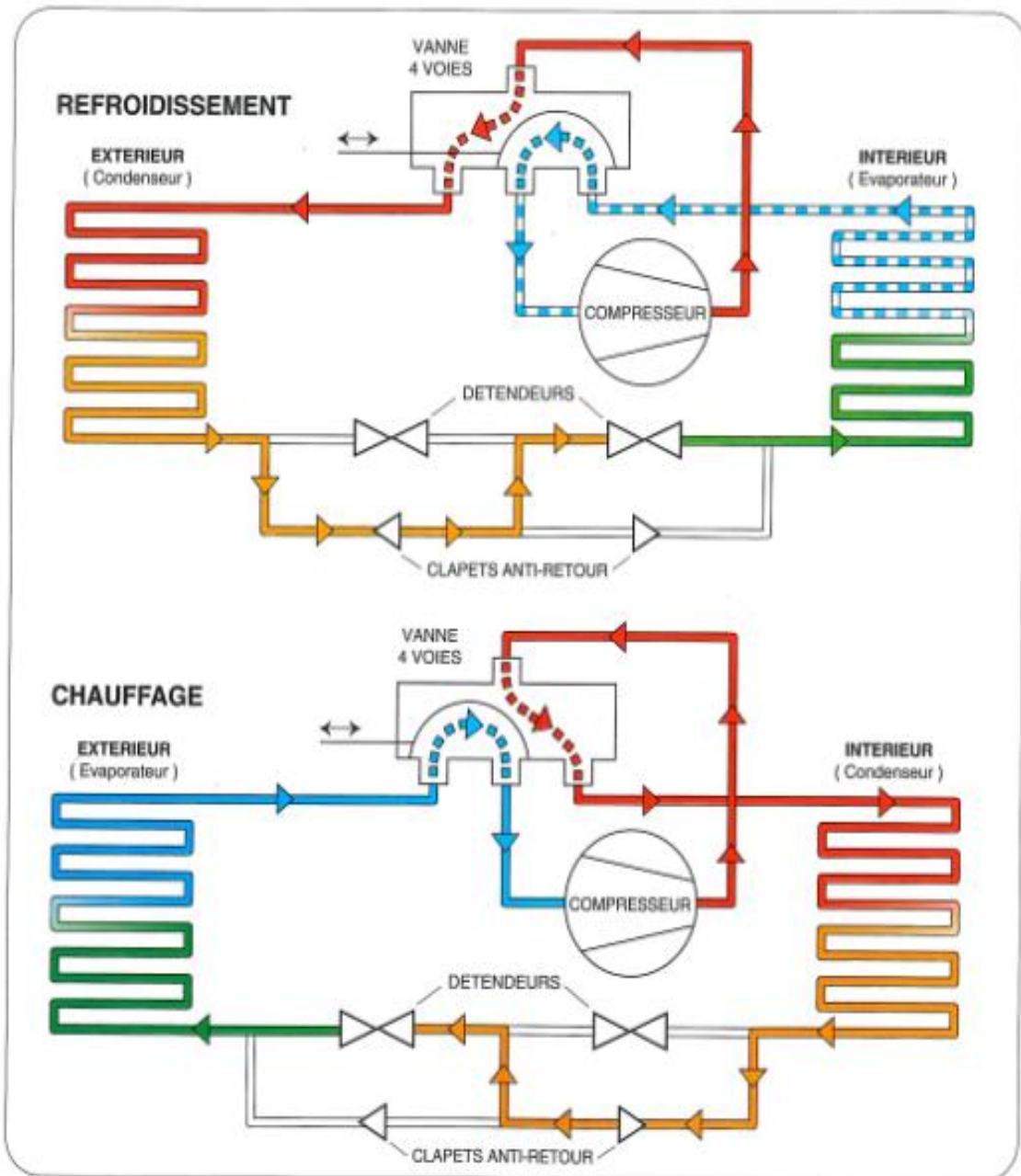


Figure 2.128

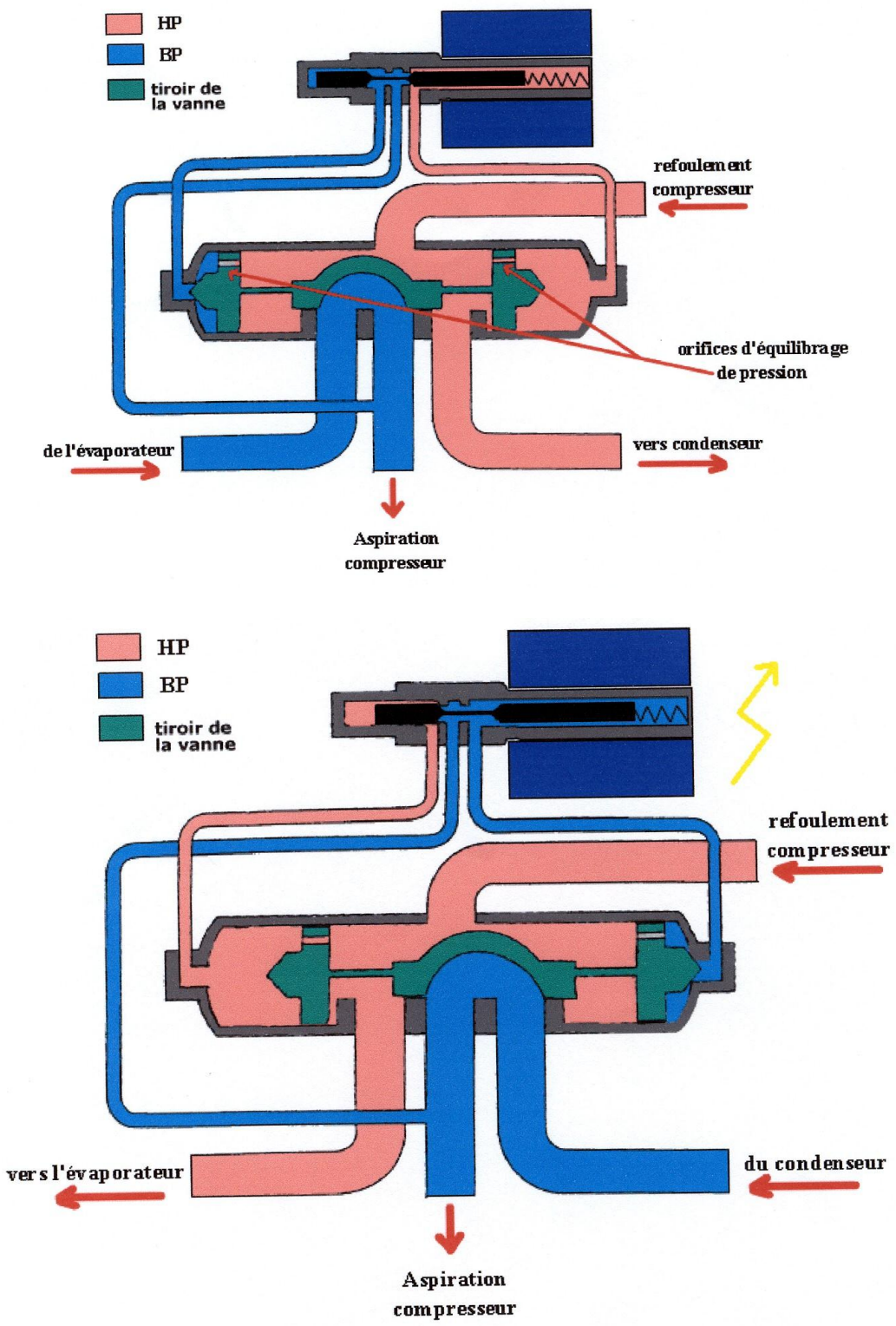


Figure 2.129

2.11.2 POMPE À HUILE

Pour rappel, certains compresseurs seront lubrifiés soit par une pompe à huile mécanique placée en bout d'arbre moteur sur le vilebrequin, soit par une pompe électrique externe au compresseur assurant une pression de lubrification.

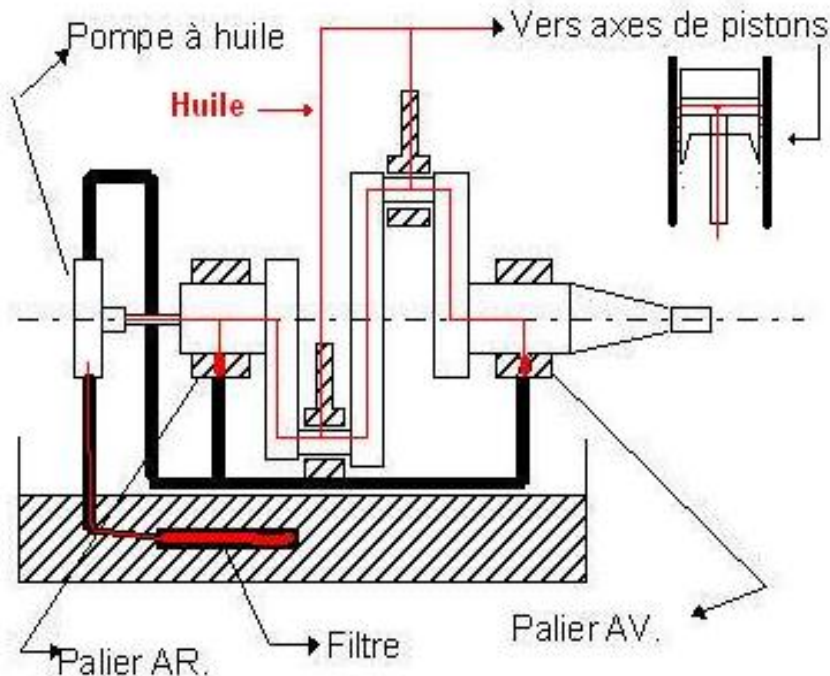


Figure 2.130

- Les organes mécaniques (paliers, boîte d'étanchéité, piston, bielles, vis, ...) seront ainsi correctement lubrifiés.
- L'huile regagne le fond du carter par gravité où elle est aspirée au travers d'un filtre par la pompe à huile à engrenages ou à palettes.
- Pour que la lubrification soit possible, il faut que la pression de refoulement de la pompe soit supérieure à la pression dans le carter (pression d'aspiration)
- Un dispositif de sécurité (pressostat différentiel d'huile) peut s'assurer de cette nécessité.

La résistance de carter d'huile (RC)

Pour rendre l'huile plus fluide et casser la miscibilité, on va chauffer l'huile par une résistance de carter pendant les périodes d'arrêt du compresseur.

En effet, l'huile du carter, en fonction de sa pression et de sa température, absorbe une quantité plus ou moins importante de fluide. A l'arrêt du compresseur, l'absorption de réfrigérant peut s'intensifier à tel point que le niveau d'huile monte dans le compresseur faisant croire que le niveau d'huile est trop élevé. Lors du démarrage, la pression du carter diminue et suite à l'évaporation du fluide frigorigène, il se produit une émulsion d'huile. La mousse d'huile est aspirée par les pistons et provoque des coups de liquide et un départ d'huile important vers le circuit frigorifique.

La migration du liquide vers le compresseur est favorisée lorsque celui-ci est à l'arrêt et se trouve dans un milieu où la température ambiante est plus basse que celle des autres parties du circuit basse pression. Cette migration est aussi favorisée si la régulation pump-down n'est pas utilisée. La dissolution du fluide (ou miscibilité) dans l'huile est à éviter car au démarrage du compresseur elle peut former une émulsion d'huile qui peut être entraînée hors du compresseur et conduire à sa détérioration.

La résistance est inefficace contre les coups de liquide qui se produiraient par suite d'une accumulation de FF et d'huile dans une conduite d'aspiration mal positionnée.

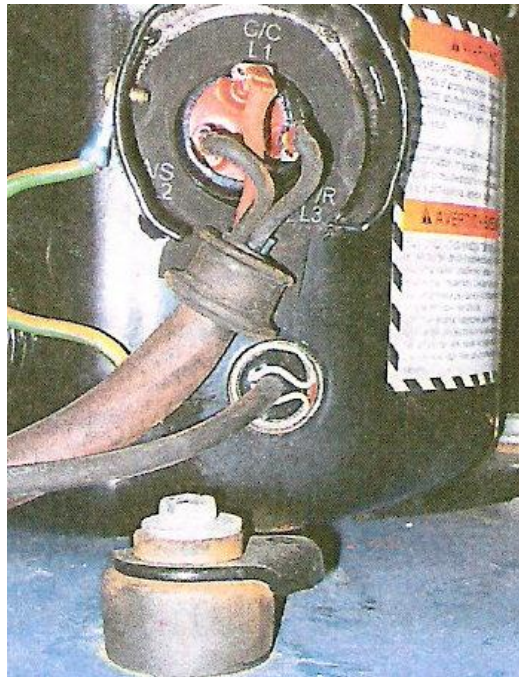


Figure 2.131

Technologie

- Résistance de 50 à 100 watts vissée dans le carter en contact direct avec l'huile (vidanger en cas de démontage)
- Résistance vissée dans le carter via un fourreau protecteur (accessibilité aisée et étanchéité maximale)
- Résistance plaquée sous le carter avec fixation par pattes

2.11.3 LE PRESSOSTAT DIFFÉRENTIEL D'HUILE (P.D.H.)

Rôle

- Le but du P.D.H est d'assurer l'arrêt du compresseur dans le cas d'une pression de lubrification insuffisante.
- Dans le compresseur, nous pouvons constater :
 - Que la pression d'huile engendrée par la pompe à huile augmente ou diminue avec la pression dans le carter
 - Que cette pression d'huile est nulle à l'arrêt du compresseur

Fonctionnement

Le P.D.H analyse la différence entre pression d'huile et pression de carter. Si cette valeur est supérieure à la valeur du constructeur, la lubrification est correcte et le pressostat maintient le fonctionnement.

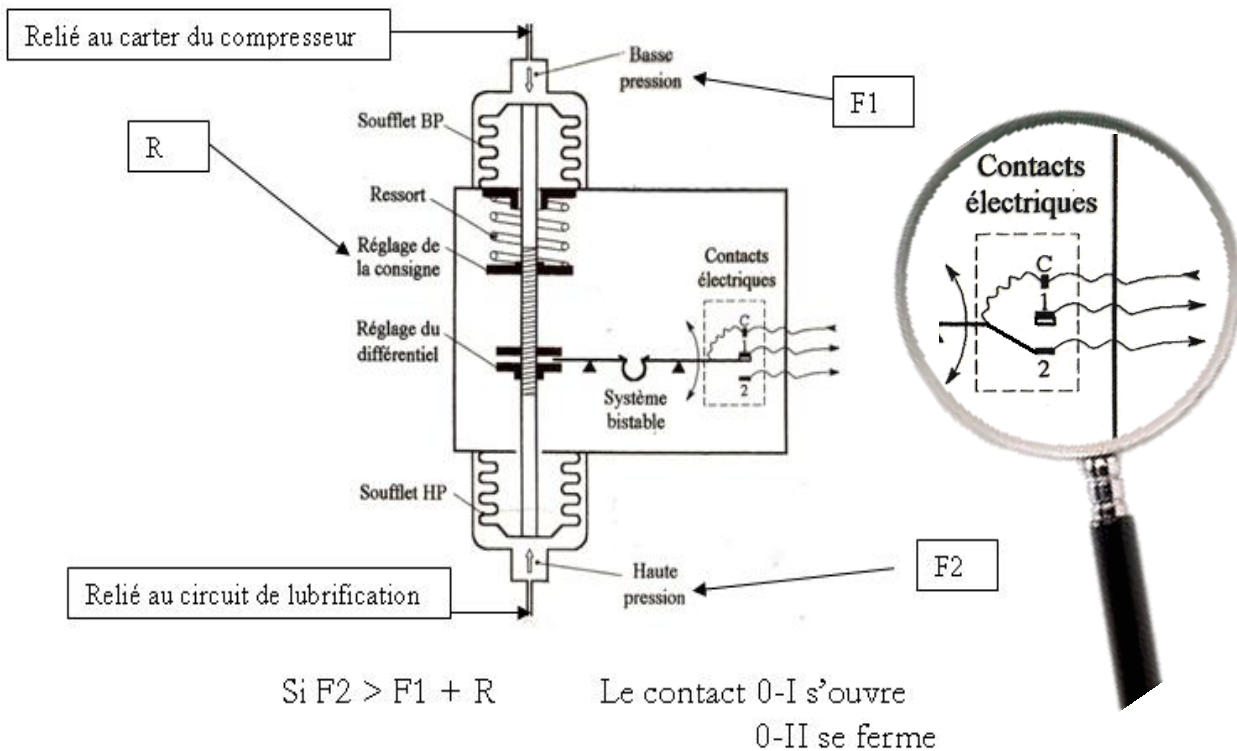


Figure 2.132

En réglant la valeur du ressort R, on règle la valeur de la pression différentielle (donnée constructeur). Cette plage de réglage peut varier de 0,3 à 4,5 bars.

Il n'est pas souhaitable dans une grande installation de stopper le compresseur dès détection d'un léger manque de pression d'huile. En effet, l'huile peut revenir au carter dans les secondes suivantes. C'est pourquoi le P.D.H est souvent combiné à un système de temporisation dans le même boîtier ou séparé qui retarde le déclenchement du compresseur si la pression différentielle est inférieure au point de consigne.

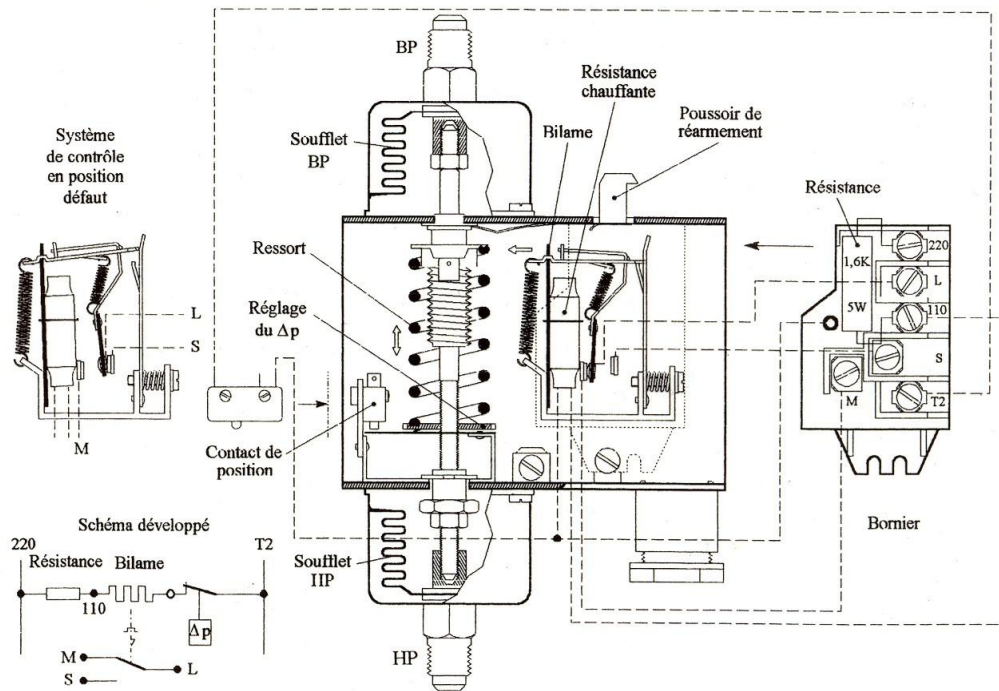


Figure 2.133 Source : Danfoss

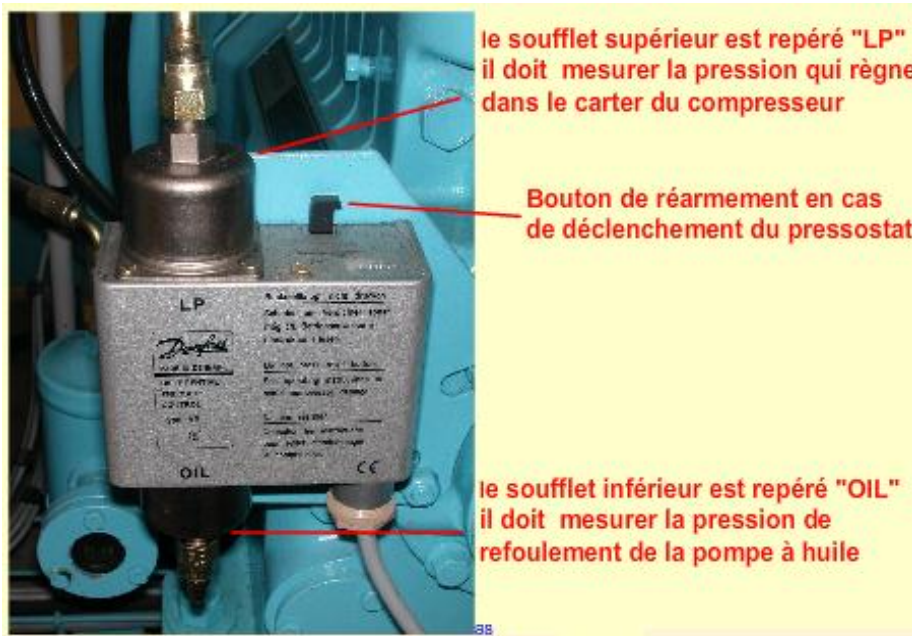


Figure 2.134

2.11.4 LE SÉPARATEUR D'HUILE (S.H.)

Rôle

Placé sur la ligne de refoulement HP directement à la sortie du compresseur, son rôle est de séparer l'huile du fluide frigorigène et de renvoyer cette huile directement au carter du compresseur.

A cause de la miscibilité des huiles frigorigères et des fluides utilisés, l'huile s'échappe avec les vapeurs HP. Pour éviter ce phénomène, on chauffe l'huile par une résistance de carter mais cette méthode s'avère insuffisante. Dans le cas de grandes installations, il faut craindre un retour d'huile trop lent au compresseur.

C'est pourquoi on placera utilement un séparateur d'huile.

L'huile, récupérée dans le séparateur, est réintégrée dans le(s) carter(s) du(es) compresseur(s) par l'un des systèmes de retours d'huile présentés ci-après

Constitution

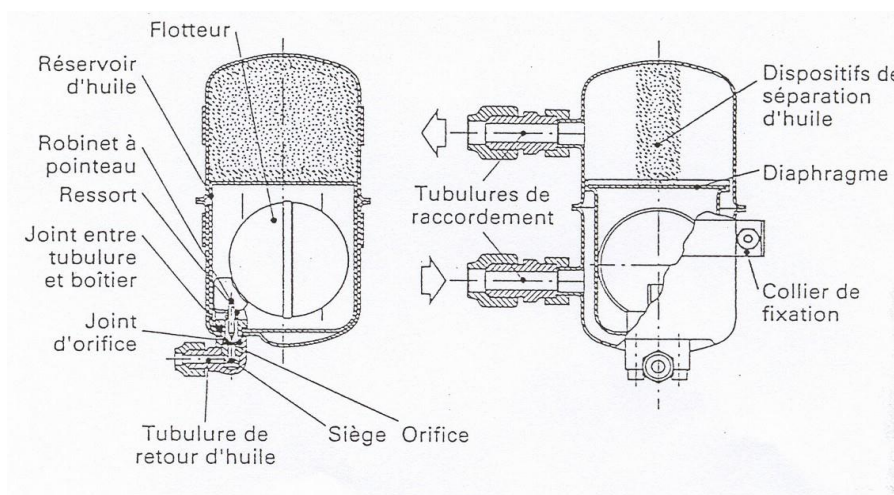


Figure 2.135

Constitué en deux parties :

- Une partie haute pour la séparation
- Une partie basse pour réservoir d'huile avant le renvoi au carter du compresseur, il est raccordé par une conduite entrante au refoulement du compresseur et par une conduite sortante vers le condenseur. Une tuyauterie (parfois munie d'un voyant témoin d'huile et d'une vanne manuelle pour vidange) renvoie l'huile au carter du compresseur via une vanne à pointeau et d'un levier de commande à flotteur solidaire du niveau d'huile interne.

Dans un système thermodynamique avec un seul compresseur, la séparation d'huile est généralement ignorée.

Elle est pourtant souvent nécessaire, en particulier lorsque les distances entre les éléments du circuit frigorigère sont importantes.

Le séparateur d'huile doit alors être raccordé sur la tuyauterie de refoulement du compresseur et l'huile séparée, réintègre directement le carter d'huile du compresseur.

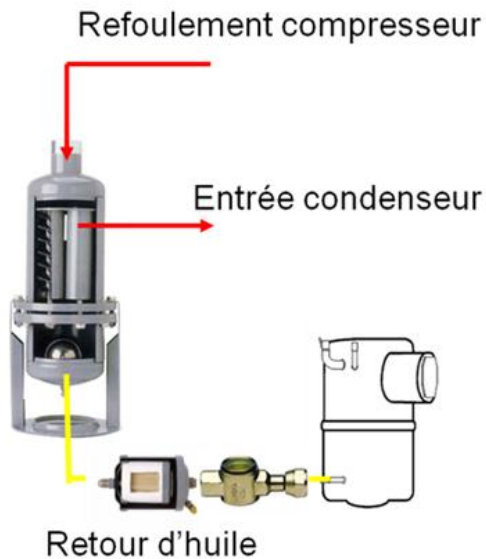


Figure 2.136

Dans un circuit avec plusieurs compresseurs en parallèle (montage en centrale), le système de gestion de l'huile doit être conçu, en fonction de l'application.

Certains principes de gestion du retour d'huile sont décrits ci-après.

Retour d'huile à l'aspiration

Un séparateur d'huile, commun pour tous les compresseurs, est raccordé sur le collecteur de refoulement de la centrale.

Le retour d'huile est effectué dans le collecteur d'aspiration.

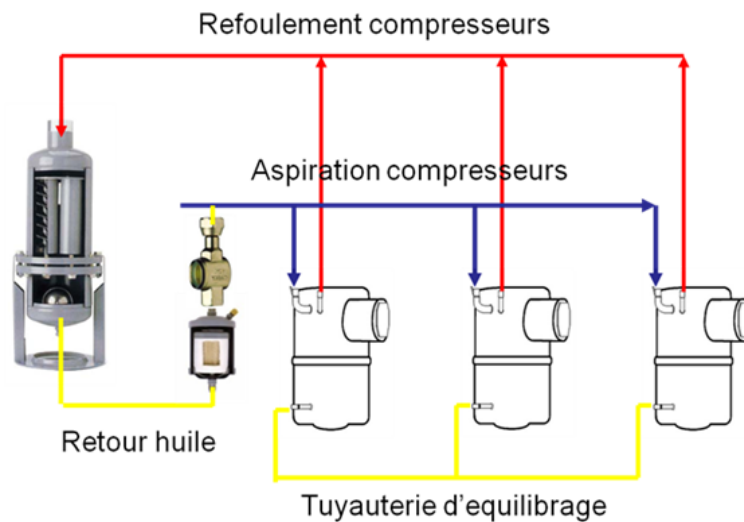


Figure 2.137

Caractéristiques

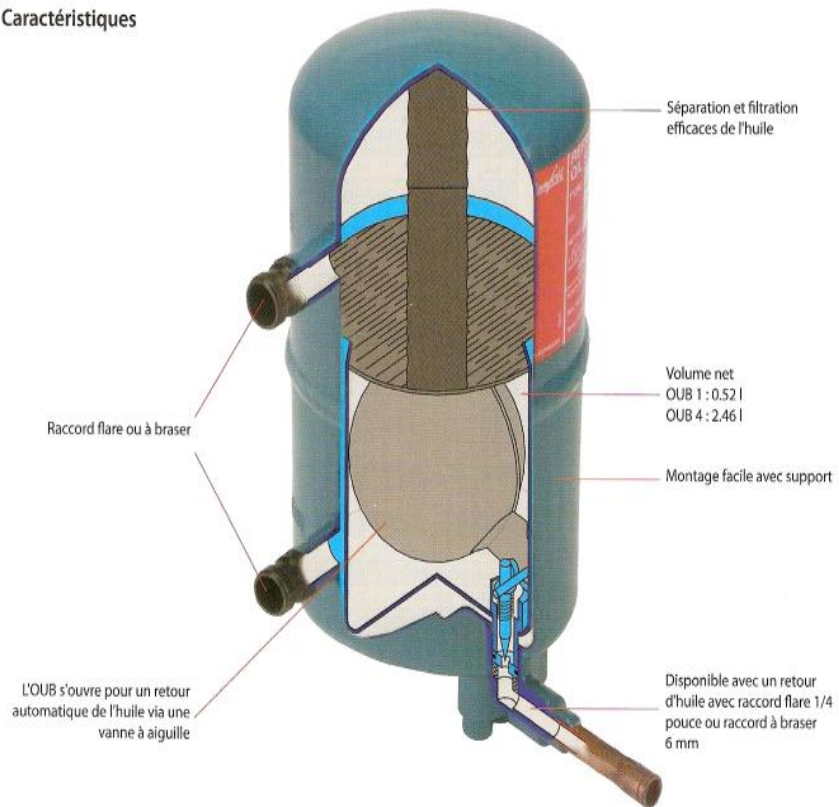


Figure 2.138

2.11.5 RÉGULATEUR DE NIVEAU D'HUILE

L'utilisation du régulateur de niveau d'huile permet la surveillance et le maintien automatique d'un niveau d'huile dans le carter de chaque compresseur. L'emploi d'un régulateur de niveau d'huile rend possible l'installation de compresseurs à des hauteurs différentes. Il autorise l'installation des compresseurs horizontalement ou verticalement les uns au-dessus des autres et permet le montage en parallèle de compresseurs de caractéristiques dimensionnelles ou de puissances frigorifiques différentes sur une même installation. Il assure le contrôle de niveau d'huile dans les compresseurs ayant des pressions différentes dans le carter. Il permet le fonctionnement indépendant de chaque compresseur.



Figure 2.139

Les critères nécessaires à la sélection d'un régulateur de niveau d'huile sont :

- Nature du fluide frigorigène
- Différence de pression HP-BP
- Type de régulateur (avec ou sans réglage)

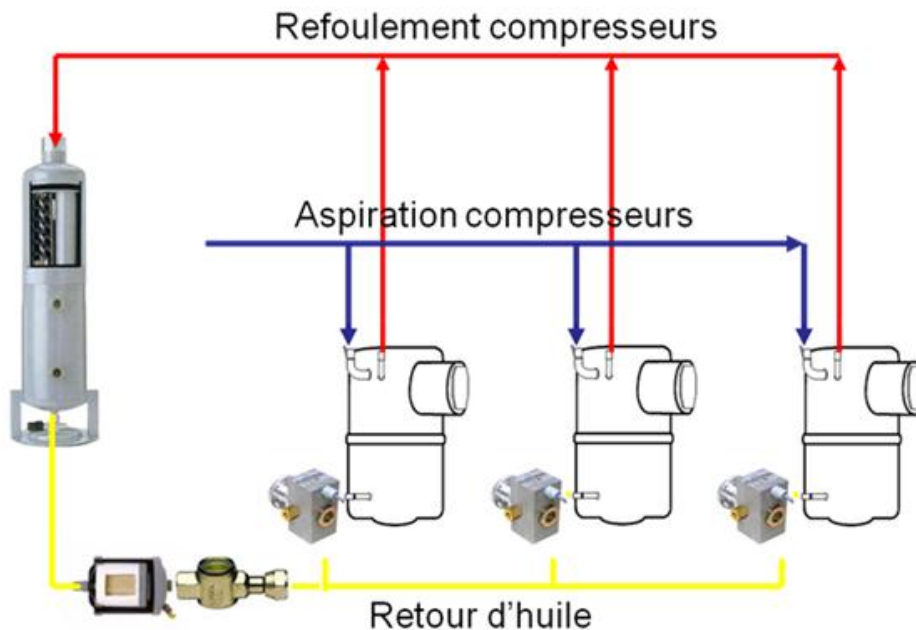


Figure 2.140

2.11.6 LE RÉSERVOIR OU « BOUTEILLE » LIQUIDE

Rôle

- La bouteille ou réservoir tampon de stockage de liquide sert :
A recevoir le liquide frigorigène sous – refroidi provenant du condenseur.
A alimenter en permanence et à compresser les variations de demande vers le détendeur.
Le stockage du fluide réfrigérant en cas de régulation (pump down) ou d'intervention sur le circuit grâce à sa vanne de service.
- Le dimensionnement du réservoir est tel qu'il peut accueillir tout le fluide de l'installation, alors dans ce cas, il est à 80% de sa capacité totale **(Sécurité impérative !)**

Informations complémentaires

- Verticales ou horizontales, les bouteilles de liquide sont équipées d'un tube plongeur pour assurer une sortie de fluide en liquide.

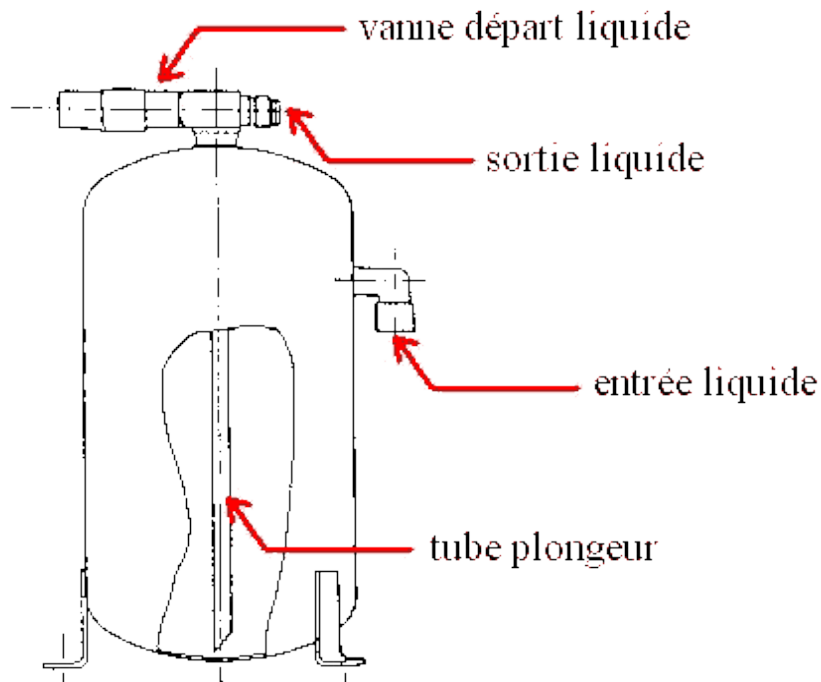


Figure 2.141

- Elles sont absentes dans les installations dont le détendeur est un capillaire (débit fixe au détendeur)
- L'estimation du volume de la bouteille liquide peut donner (x masse volumique) une bonne valeur de la masse de réfrigérant contenue dans la machine.
- Dans la cas de l'utilisation d'un régulateur de pression de condensation, la capacité du réservoir pourra presque doubler.

2.11.7 LE FILTRE DÉSHYDRATEUR

Rôle

Le but du filtre déshydrateur est multiple :

- Retenir les particules ou impuretés qui se trouvent dans le fluide frigorigène (limailles, résidus de brasage, produits de décomposition de l'huile, ...) L'arrêt de ces matières par tamisage prévient des pannes par obstruction de vannes, tubes capillaires, orifices détenteurs,...
- Retenir l'humidité éventuellement contenue dans le fluide réfrigérant. Cette humidité pourrait être la cause de formation de glace au détenteur (orifice obstrué) et de formation de boues acides.
- Certains déshydrateurs ont une fonction anti – acides. Ils capturent les acides nuisibles évitant ainsi la corrosion (burn – out)

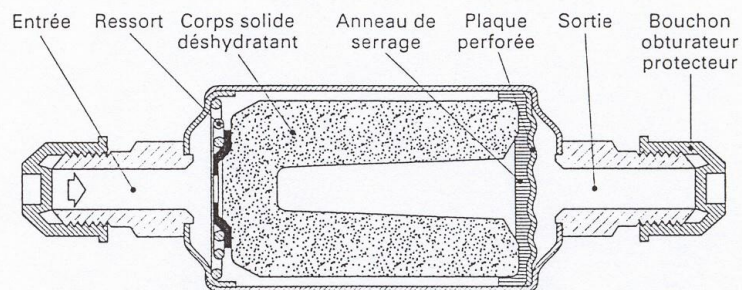
Constitution

Ils sont composés d'un mélange de gel de silice, d'un tamis moléculaire et d'oxyde d'aluminium activé. Un feutre polyester est monté à la sortie du filtre.

- Les déshydrateurs sont fabriqués dans une grande gamme de dimensions pour leur permettre de s'adapter aux installations (voir catalogue fabricants)
- Leurs raccords peuvent se faire par brasure ou par écrous.
- Certains sont démontables et équipés d'une cartouche remplaçable



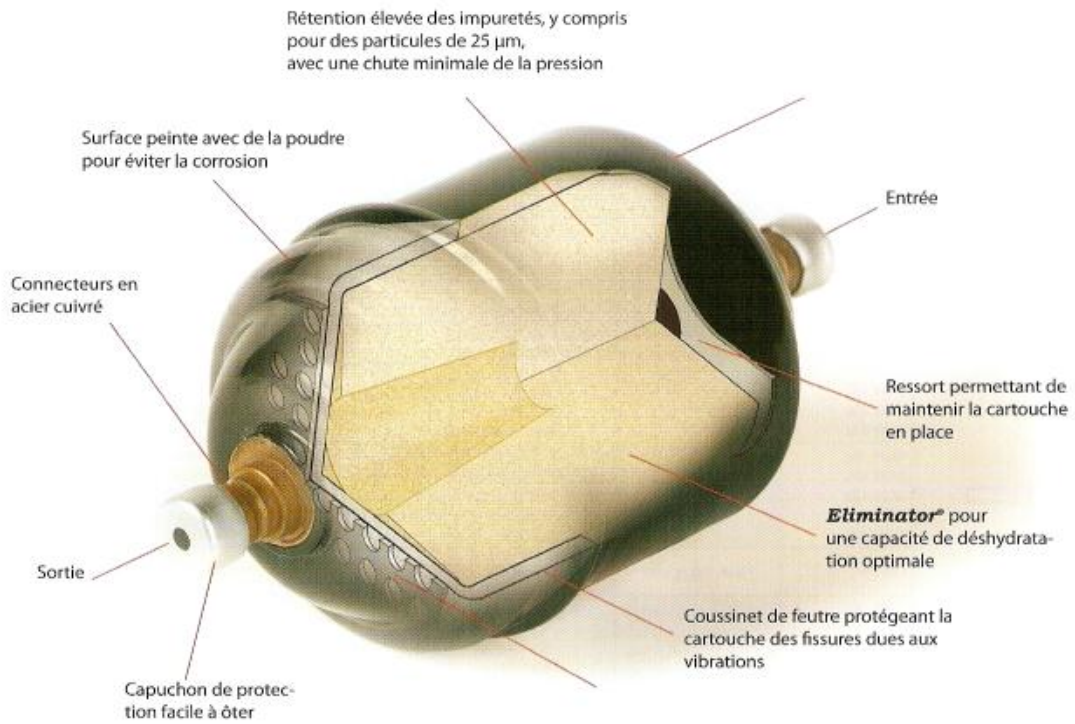
Figure 2.142



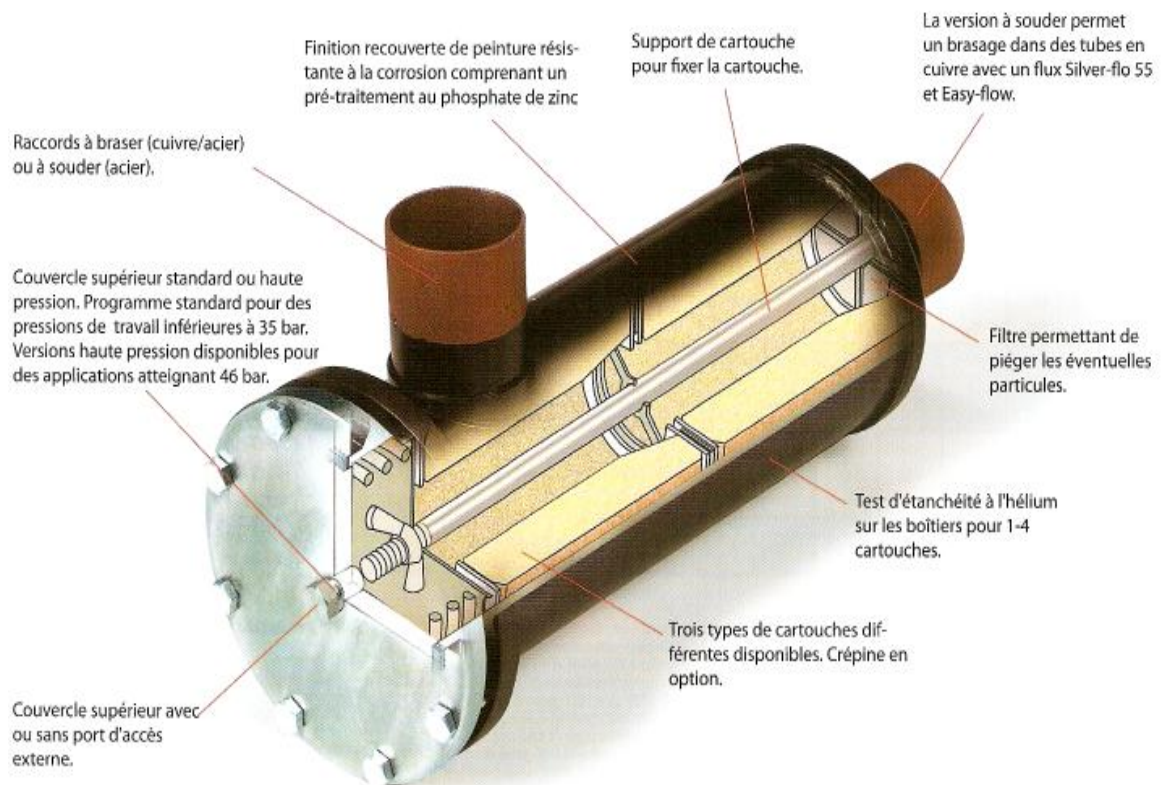
Déshydrateur.

Figure 2.143

Caractéristiques



Caractéristiques



Figures 2.144 Documents Danfoss

2.11.8 LE VOYANT DE LIQUIDE

Rôle

Il sert à indiquer :

- L'état du fluide réfrigérant dans la conduite liquide de l'installation.
- La présence d'humidité et la teneur plus ou moins importante de cette humidité au sein du fluide.

Constitution et utilisation



Figures 2.145

L'indicateur d'humidité est constitué d'une couronne de sel hygroscopique chimique dont la teinte change en fonction de la teneur en humidité du fluide.

Si la couleur est verte : tout est normal. La quantité d'eau dans le réfrigérant est inférieure à la quantité maximale admissible.

Si la couleur est changeante : vert pâle...L'installation est à surveiller mais teneur acceptable.

Si la couleur est jaune : il faut intervenir car on risque des effets nuisibles dus à l'humidité.

Il faudra impérativement remplacer le déshydrateur et effectuer régulièrement un test d'acidité.

Si aucune mesure n'est prise, on risque :

- la formation d'un glaçon au détendeur
- la fabrication d'acides dans le circuit

Ce qui est responsable de :

- la corrosion des tuyauteries
- la destruction des joints
- du cuivrage dans le compresseur
- la destruction du bobinage du compresseur

Placé juste après le filtre déshydrateur, le voyant ne doit être traversé que par du fluide frigorigène liquide. La présence de bulles dans le liquide sera le signe soit d'un léger sous – refroidissement au condenseur soit d'une altération du débit liquide par :

- colmatage partiel du déshydrateur
- étranglement des tuyauteries
- fermeture partielle de la vanne départ liquide de la bouteille de liquide
- manque de réfrigérant dans l'installation.

2.11.9 LES ÉLECTROVANNES

Rôle : Assurer ou interrompre le passage du fluide frigorigène.

Les électrovannes existent sous différentes formes :

- En fonctionnement direct ou asservi
- Normalement ouvertes NO ou fermées NF
- Verrouillées d'une manière électromagnétique ou pas
- Tension alimentation 24VAC, 24DC, 230VAC

Les électrovannes se rencontreront à des endroits divers sur le circuit frigorifique.

- La ligne liquide (EV principale)
- Pour la régulation de puissance de certains compresseurs
- Pour le dégivrage sélectif (gaz chaud)
- En by – pass de certains organes (filtre, compresseur)

Au repos, la bobine NF n'est pas sous tension et le noyau en position basse fait reposer le pointeau sur son siège. A la mise sous tension, le bobinage solénoïde attire le noyau qui libère le pointeau obturateur libérant le passage du fluide.

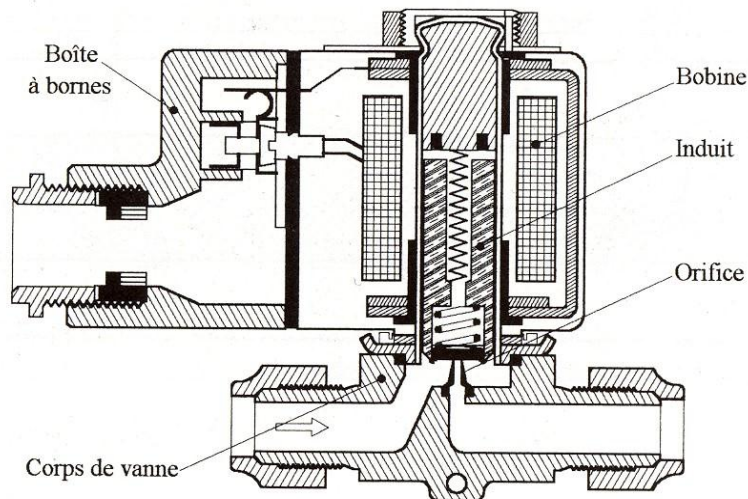


Figure 2.146

2.11.10 LA BOUTEILLE ANTI-COUP DE LIQUIDE

Rôle

Protéger le compresseur contre l'aspiration accidentelle de fluide frigorigène liquide en vaporisant le liquide entrant dans la bouteille en provenance de l'évaporateur.

Le coup de liquide peut provoquer la déformation permanente des clapets de refoulement les rendant non-étanches.

Les causes d'engorgement en liquide de l'évaporateur sont multiples :

1. En marche normale
 - Détendeur trop ouvert ou mal réglé
 - Mauvaise conception de l'évaporateur
 - Détendeur ne se referme pas (fuite) ou électrovanne défectueuse
2. A la remise en route de la machine
 - Détendeur défectueux
 - Ouverture due à un réchauffement anormal à l'arrêt (conduction des tuyauteries ou circulation d'air de la chambre froide)
 - Etanchéité électrovanne défectueuse
 - Migration de fluide frigorigène
3. A la remise en route de la machine après un dégivrage
4. A la suite d'un dégivrage par inversion de cycle

Constitution

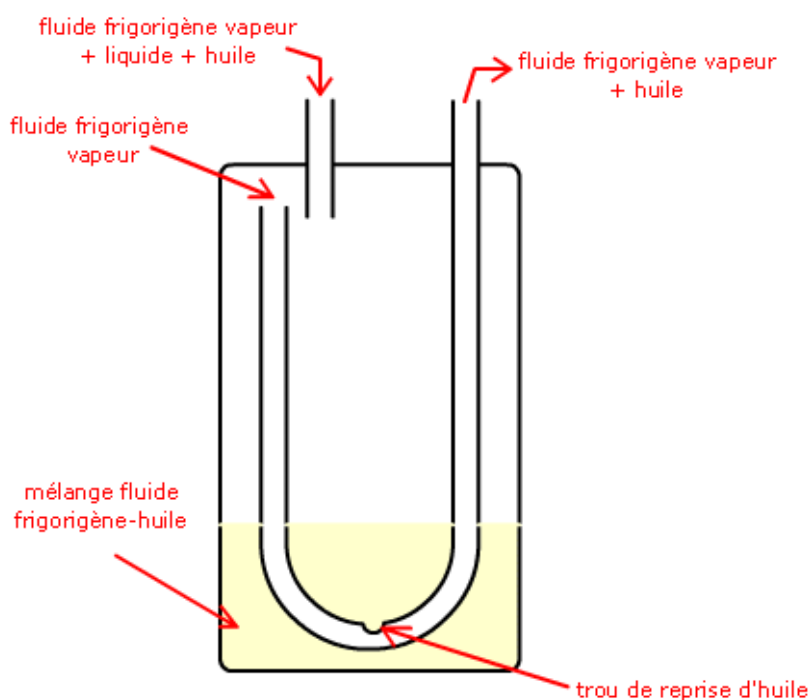


Figure 2.147

2.11.11 SOUS-REFROIDISSEUR

Rôle

- Cet échangeur permet un transfert d'énergie calorifique entre le liquide (avant détendeur) et les vapeurs sortant de l'évaporateur. Cette fonction permet d'accroître le sous-refroidissement du liquide entrant et d'éviter parfois un coup de liquide dans la ligne d'aspiration par augmentation de la surchauffe.
- Il est placé à proximité de l'évaporateur.

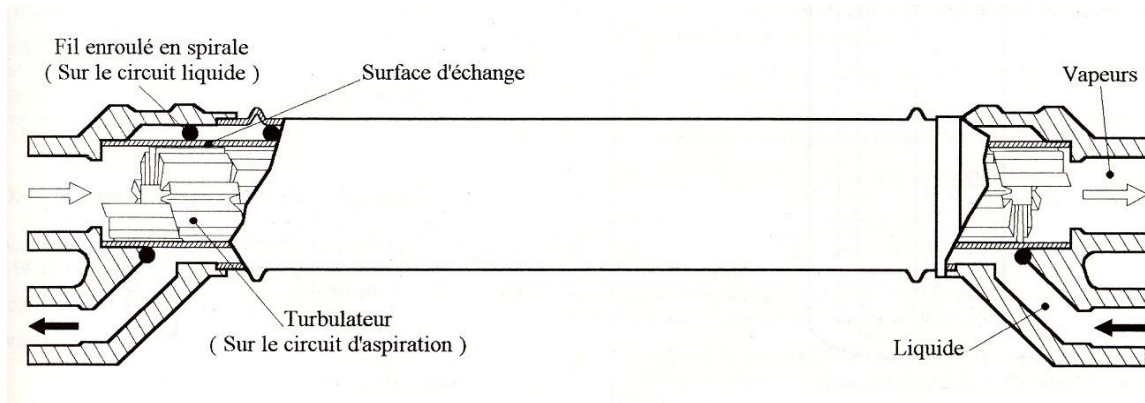


Figure 2.148

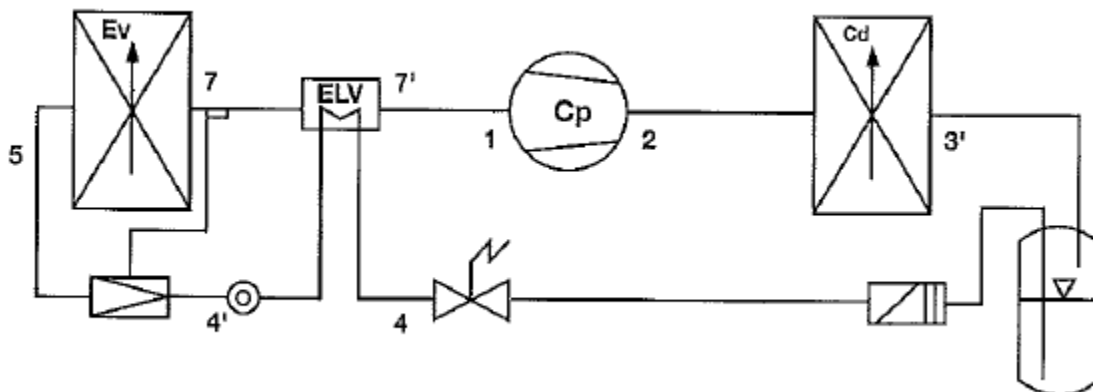


Figure 2.149

L'échangeur crée un échange de chaleur entre le liquide et la vapeur.
Le liquide est sous-refroidi de 4 à 4'
La vapeur est surchauffée de 7 à 7'

Si on considère un échange parfait entre la liquide et la vapeur, on a :

- Puissance perdue par le liquide : $P_{ech} = \dot{q}_m \cdot (h_4 - h_4')$
- Puissance reçue par la vapeur : $P_{ech} = \dot{q}_m \cdot (h_7' - h_7)$

On peut donc écrire $h_4 - h_4' = h_7' - h_7$

En traçant l'évolution du fluide, les deux segments qui représentent la surchauffe supplémentaire du fluide et le sous-refroidissement du liquide sont égaux.

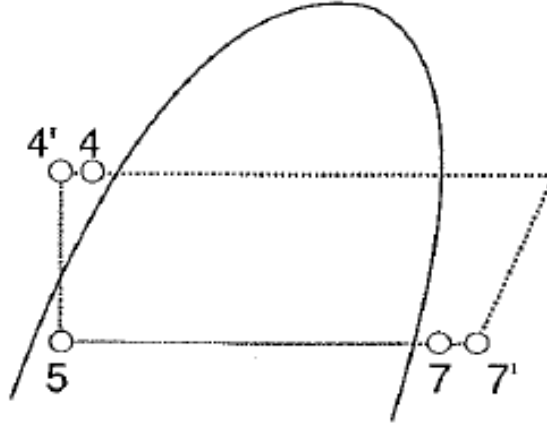


Figure 2.150

Avantages	Inconvénients
Augmentation de l'écart $h_7 - h_5$	augmentation du volume spécifique v
Effet frigorifique amélioré	réduction du débit massique \dot{q}_m
Sous-refroidissement important évitant	température de refoulement trop élevée
l'évaporation partielle du fluide	augmentation perte de charge

L'utilisation d'un échangeur de chaleur dans un circuit frigorifique est justifiée dans le cas où la conduite liquide subit :

- un échauffement important
- une chute de pression importante
- un « flash-gas » (vaporisation partielle du liquide).

Le débit massique de fluide frigorigène sera moins important. Ce qui implique :

- un compresseur plus petit (diminution consommation énergie)
- diamètre des tuyauteries plus faible

MAIS étant donné que le débit massique est moins important, la puissance frigorifique est plus faible.

2.11.12 LES PRESSOSTATS

Les pressostats sont des organes de surveillance de la pression d'un équipement utilisés soit en régulation soit en sécurité.

Ils sont à détection d'un seuil de pression ou parfois différentiels entre deux pressions.

Le point de consigne peut être haut (service en enclenchement) ou bas (service en coupure).

Les pressostats sont soit :

- à réarmement manuel (sécurité)
- à réarmement automatique (régulation)

Deux grandeurs caractérisent ces appareils :

- le point de consigne (réglable)
- le différentiel (fixe ou réglable)

Le P.BP ou pressostat basse pression est utilisé en régulation pump down ou en coupure de sécurité. Si la coupure du compresseur se fait par pump down, on évitera de descendre en dessous de la valeur du zéro du manomètre (p atm) afin de garder une légère surpression du circuit et éviter l'entrée d'air et d'humidité dans le circuit.

En climatisation ou dans certains processus industriels, on évitera de faire descendre la température à l'évaporateur en dessous de 0°C pour éviter le givre sur les ailettes. A fortiori, si l'évaporateur est à eau, il faut éviter le gel. Dans ces deux cas, un P.BP de sécurité s'avère indispensable.

Le P.HP ou pressostat haute pression est utilisé en régulation car la température du fluide de refroidissement peut varier (voir pourquoi réguler la HP). Par contre il est impératif de surveiller une montée de la HP au-dessus des valeurs de sécurité (20 à 35 bars selon le fluide). C'est pourquoi on rencontrera des pressostats HP de sécurité

Constitution (source cretal)

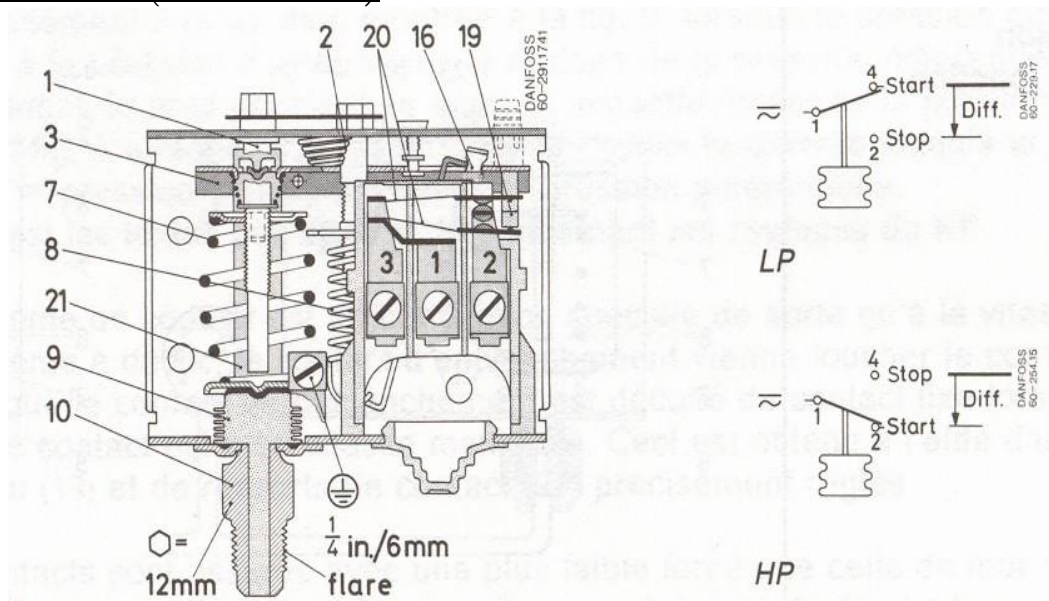


Figure 2.151

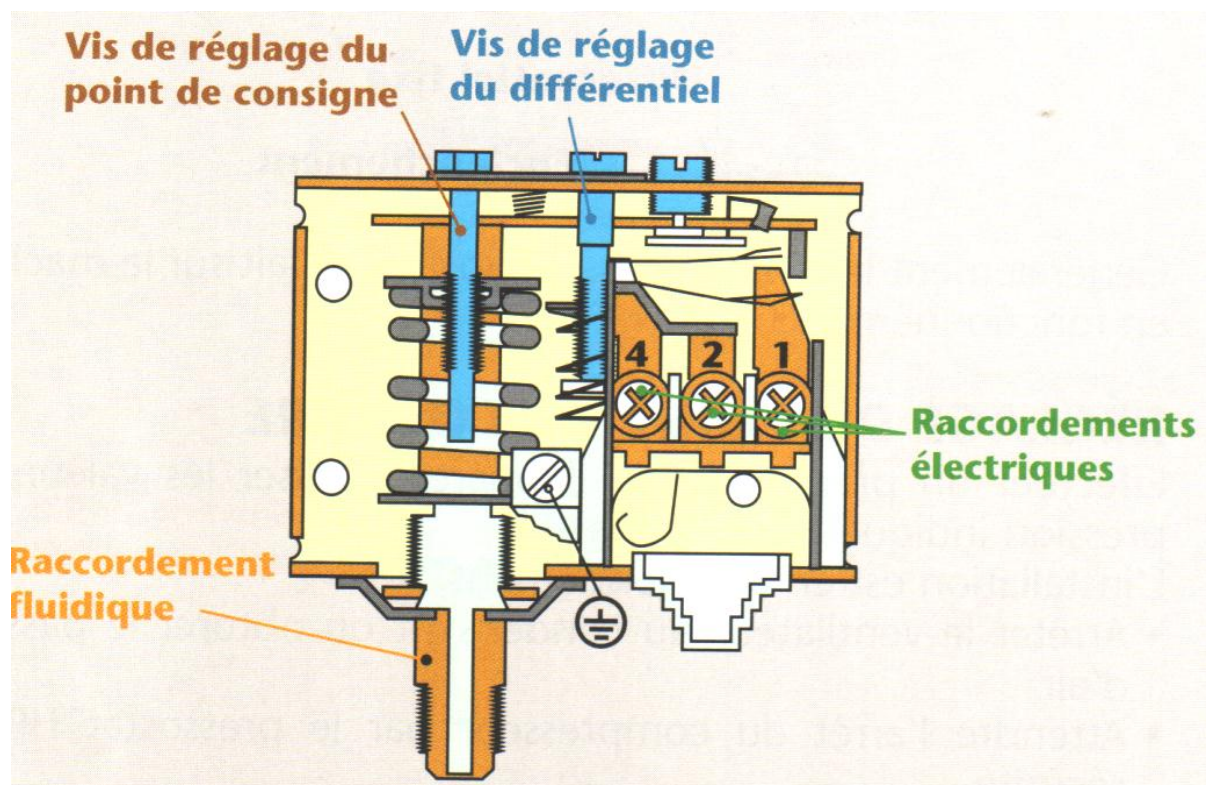


Figure 2.152

Les pressostats cartouches permettent aussi de surveiller les pressions dans le circuit. Il n'y a pas de seuils réglables.

Caractéristiques

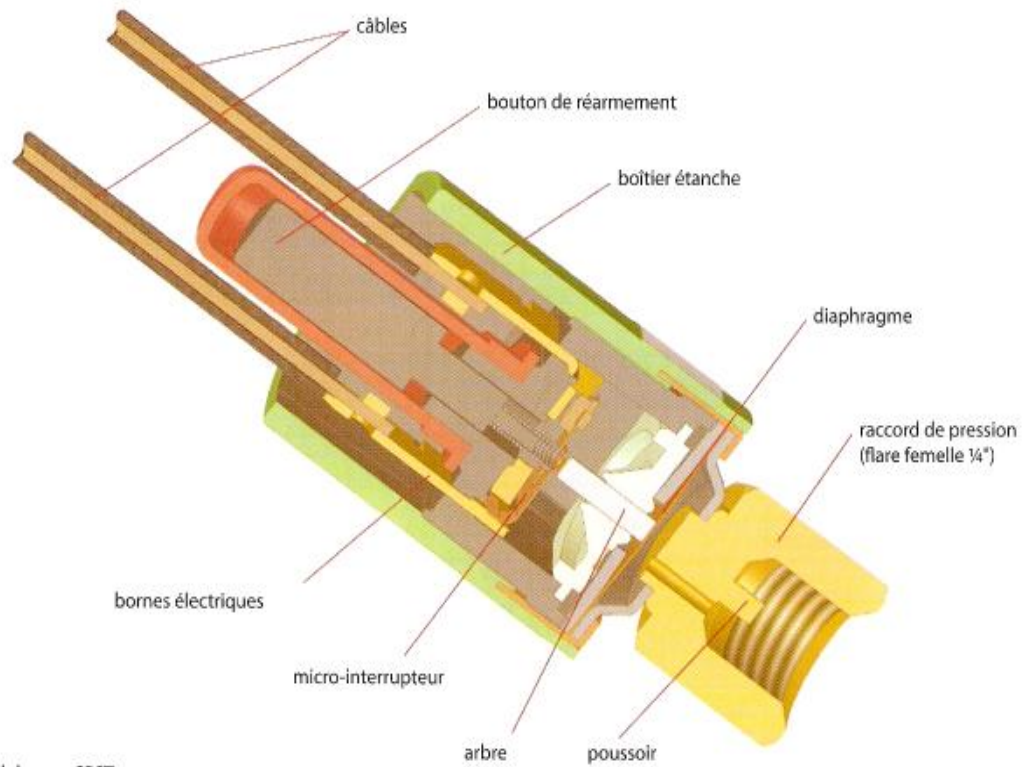


Fig. : réarmement manuel de type SPST

Figure 2.153 Document Danfoss

Caractéristiques

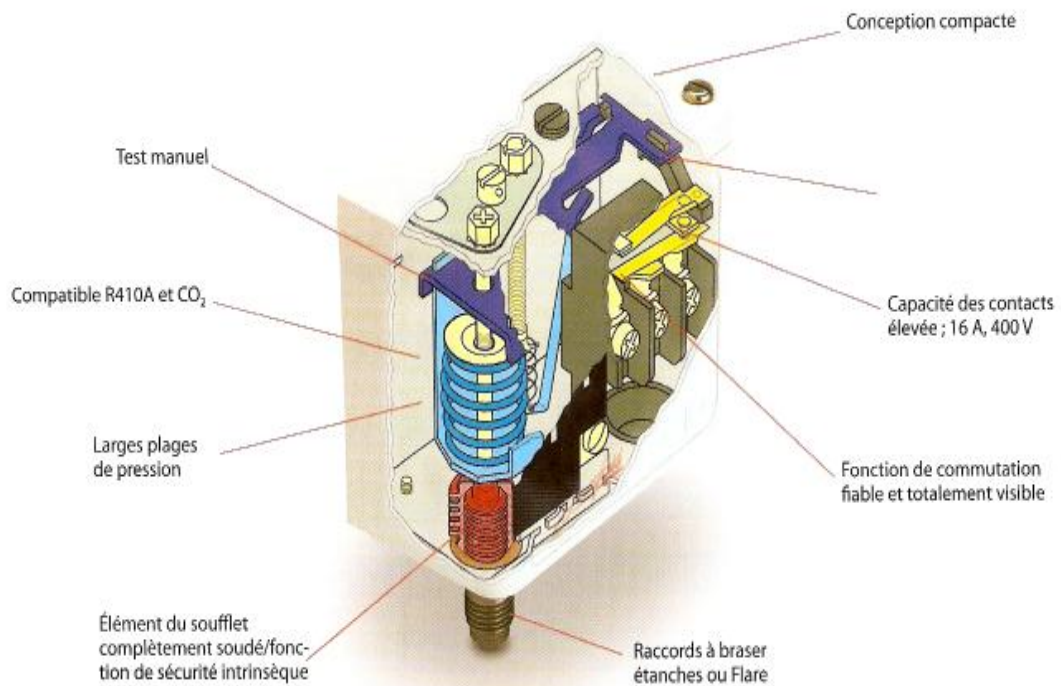
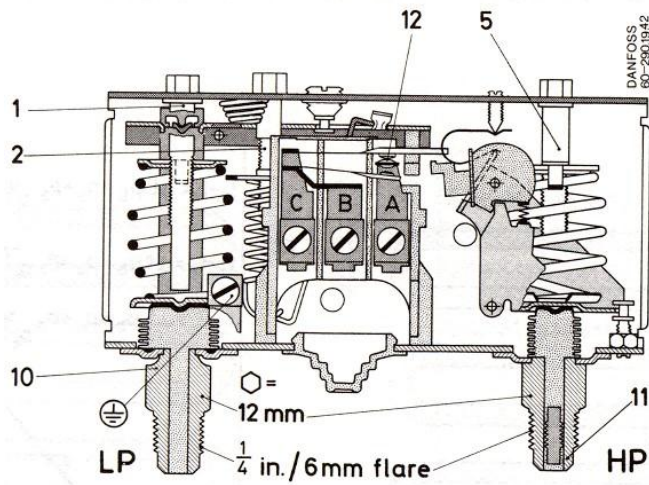


Figure 2.154 Document Danfoss

Variante

Il existe des combinés pressostats HP et BP dans un même boîtier (Danfoss KP15)



Le pressostat combiné haute et basse pression du type KP 15 est doté d'un système de contact inverseur unipolaire (12).

Figure 2.155

2.11.13 PRESSOSTAT MANQUE D'EAU

Le rôle du pressostat manque d'eau est d'empêcher la pompe de fonctionner à sec. Il arrête la pompe afin d'éviter tout risque d'introduction d'air dans la partie haute du circuit ainsi que la cavitation de la pompe.

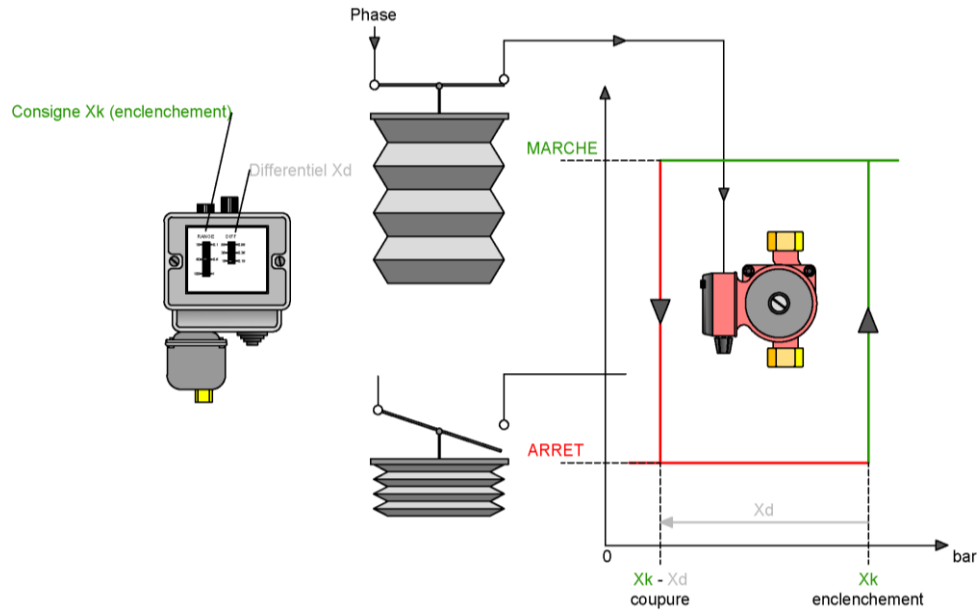


Figure 2.156

Il faut régler la consigne Xk et le différentiel Xd pour que le pressostat manque d'eau ne mette pas à l'arrêt le circulateur avant le thermostat de régulation. (risque de gel de l'évaporateur à eau)

2.11.14 VANNE À EAU PRESSOSTATIQUE

Les condenseurs à eau sont régulés en débit d'eau par la présence d'une vanne à eau pressostatique.

Ces vannes maintiennent la pression de condensation constante malgré les variations de charge. Cette vanne est composée d'une prise de pression HP, d'un capillaire relié à un soufflet solidaire du clapet de la vanne.

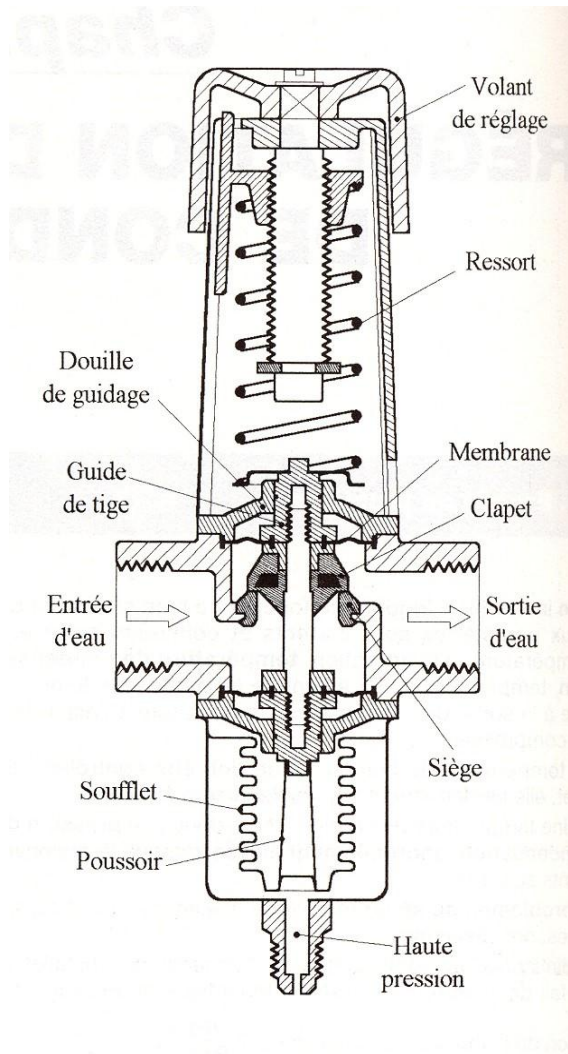


Figure 2.157

Fonctionnement

- Le soufflet pousse le clapet vers le haut pour ouvrir la vanne tandis que le ressort de réglage pousse vers le bas pour fermer la vanne.
- Quand la force du ressort de réglage est supérieure à la HP la vanne est fermée.
- Si le compresseur démarre, la HP augmente et dès que qu'elle atteint la valeur réglée par le ressort, la vanne commence à ouvrir. La condensation peut se faire sous une HP relativement constante ce qui garantit un débit à l'évaporateur correct et donc une bonne production frigorifique.
- A l'arrêt du compresseur, la HP diminue rapidement ce qui provoque aussitôt la fermeture automatique de la vanne.

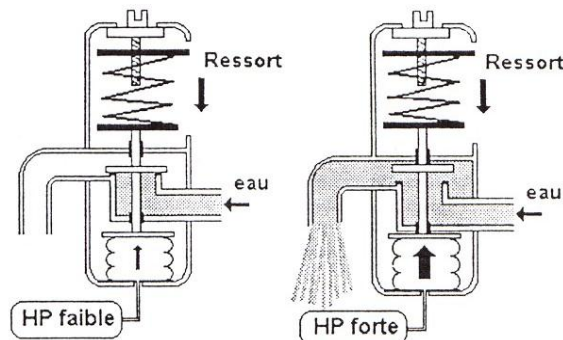


Figure 2.158

- Le réglage de la vanne à eau pressostatique est délicat et fait appel à un compromis.

Le raccordement

L'entrée d'eau froide doit se trouver du côté départ du fluide liquide (sortie du condenseur). L'eau favorise ainsi par son contact le sous refroidissement du F.F.

L'eau parcourt le condenseur à contre-courant du fluide pour favoriser l'échange thermique.

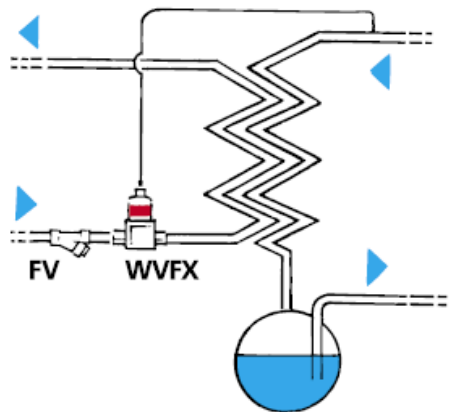


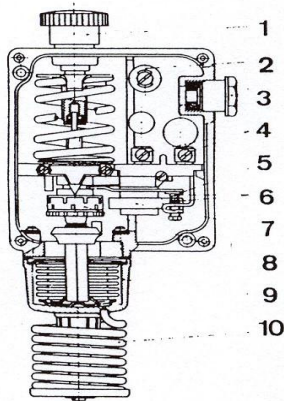
Figure 2.159

2.11.15 LES THERMOSTATS

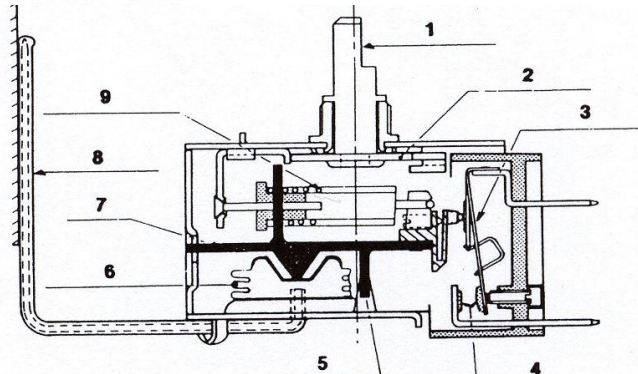
Rôle :

Ouvrir ou fermer un circuit électrique sous l'action d'une variation de température grâce à l'emploi de contacts de coupure à action brusque.

Les thermostats peuvent être classés en 3 catégories : les thermostats pour ambiances gazeuses
les thermostats d'évaporateurs,
et les thermostats pour ambiances liquides.

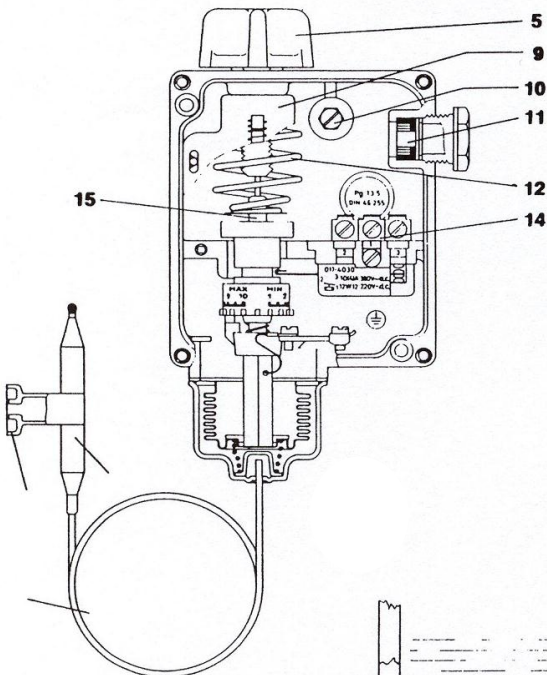


1. Bouton de réglage (température d'arrêt)
2. Borne relais
3. Arrivée de câble
4. Bornes de connexion
5. Contacts
6. Palette de fer doux
7. Aimant permanent
8. Ecrou de réglage d'écart (température de remise en route)
9. Boîtier de soufflet
10. Bulbe capillaire



1. Tige de réglage
2. Came de réglage
3. Interrupteur à rupture brusque
4. Contacts
5. Articulation bras de rupteur
6. Soufflet
7. Bras de rupteur
8. Bulbe
9. Ressort de plage

Figures 2.161



5. Bouton de réglage
9. Echelle de gamme
10. Borne Terre
11. Entrée de câble
12. Ressort de réglage
14. Bornes de connexion
15. Tige de réglage de gamme
16. Contacts fixe et mobile
17. Doigt d'entraînement supérieur
18. Palette en fer doux
19. Ecrou de réglage de l'écart
23. Soufflet
26. Porte bulbe (ambiance gazeuse)
28. Capillaire de liaison
29. Bulbe
31. Presse-étoupe pour tube capillaire (pour bain de liquide)

Les thermostats d'évaporateurs sont du type à bulbe. Ils sont fixés sur l'évaporateur à un endroit où le fluide est en changement d'état.

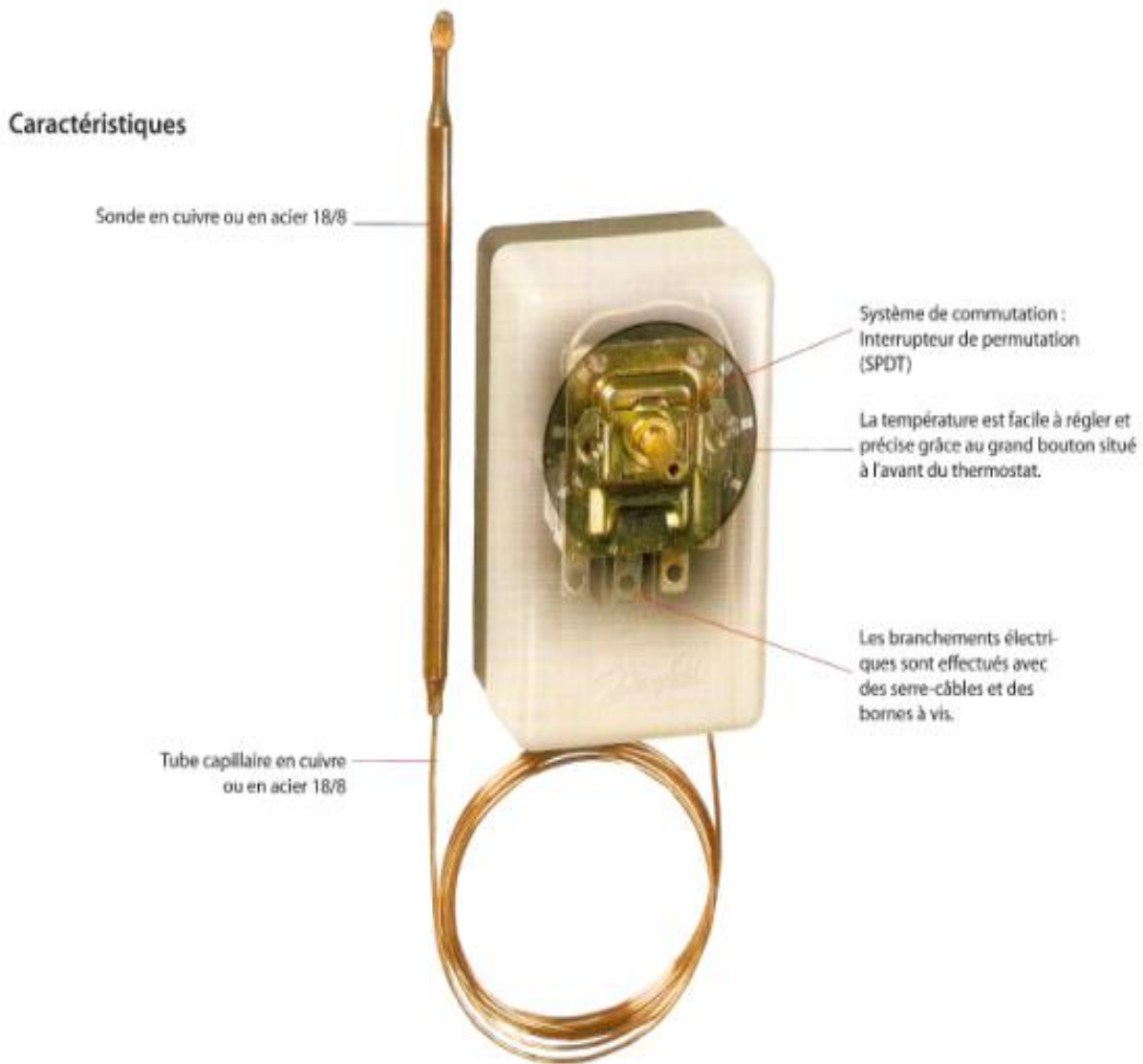


Figure 2.162 Documents Danfoss

Comme les pressostats, la consigne enclenchement/déclenchement et le différentiel (parfois fixé en usine) sont les paramètres à prendre en considération.

2.11.16 FLOW SWITCH

Les circuits d'eau de certains évaporateurs ou condenseurs seront protégés par un contrôleur de débit d'eau à palettes. Ceci protégera les compresseurs contre tout coup de liquide éventuel pendant la phase de démarrage, et empêchera la formation accidentelle de glace dans l'évaporateur, si le flux d'eau est interrompu.

La garantie est nulle si un dispositif de détection du débit n'est pas installé

Lorsque le débit est trop faible, il ouvre un contact et arrête le compresseur.

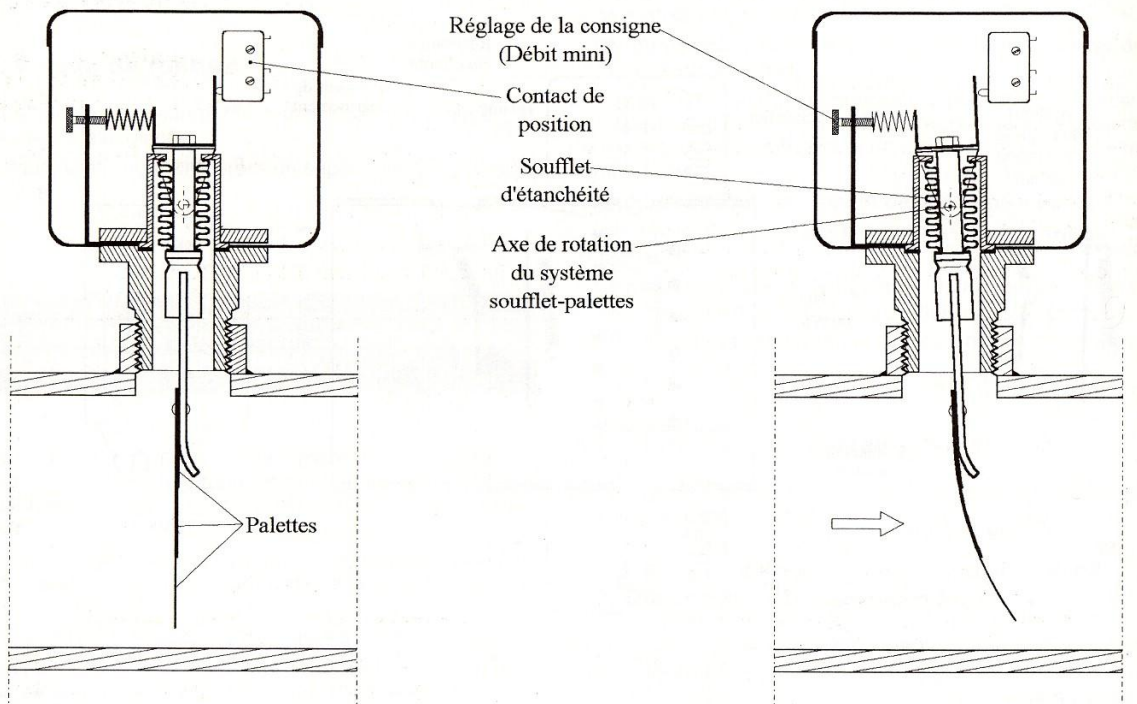


Figure 2.163

Un contrôleur de débit électronique est fait en acier inoxydable et n'a pas de partie mobile. Il contrôle le débit en mesurant la différence de température entre son extrémité chauffante et la base de la sonde. Il est donc essentiel de s'assurer que la base est bien placée dans le courant.

2.11.17 CLAPET ANTI-RETOUR

Le clapet anti retour ne peut être traversé que dans un seul sens et impose au fluide un seul sens de circulation.

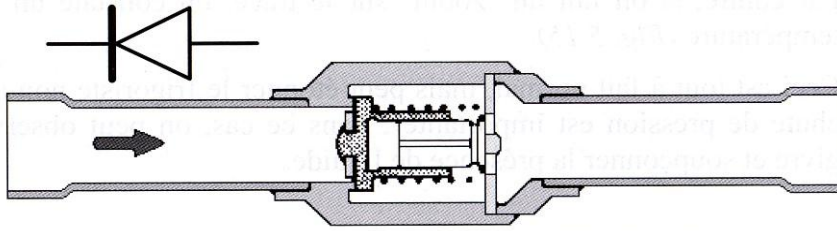


Figure 2.164

Caractéristiques

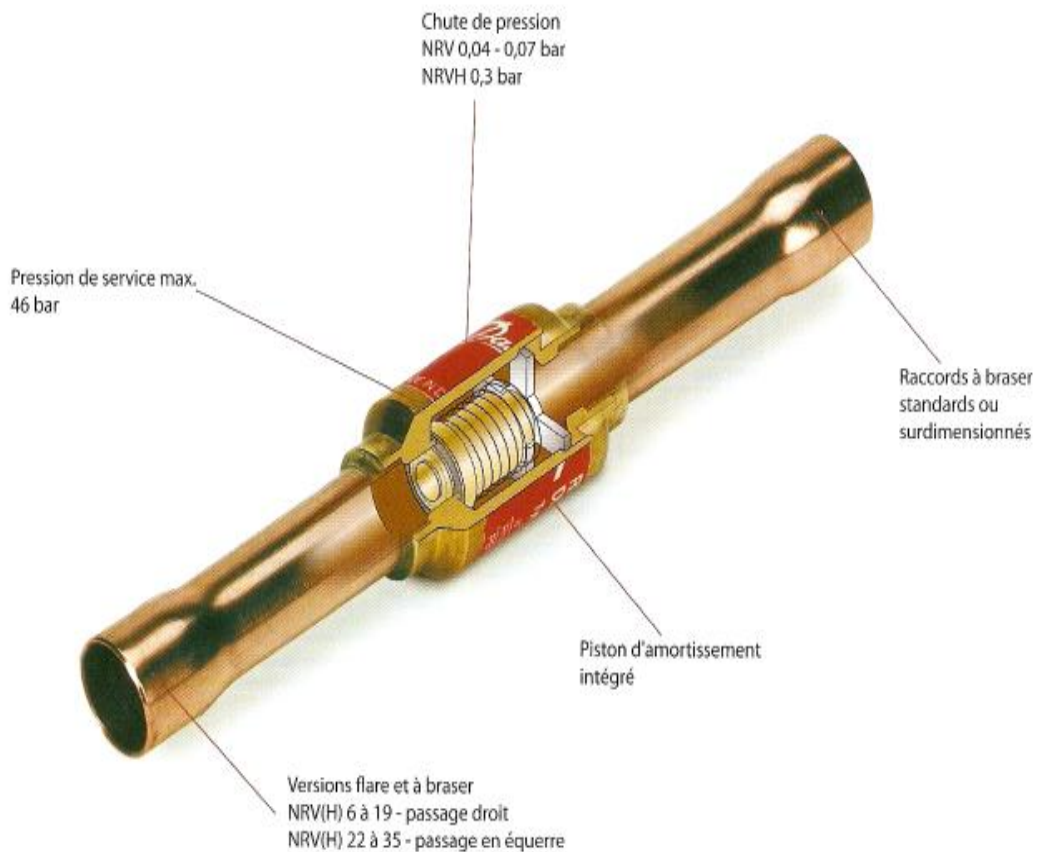


Figure 2.165 Document Danfoss

2.11.18 LES TUYAUTERIES DES INSTALLATIONS FRIGORIFIQUES

Une importance particulière sera donnée aux tuyauteries dans les installations frigorifiques afin d'éviter de nombreuses pannes.

On veillera à :

- éviter des pertes de charge trop importantes à l'aspiration qui nuiraient au rendement
- limiter les pertes thermiques
- permettre les retours d'huile vers le compresseur
- ne pas créer de pièges à liquide
- ne pas perturber le bon fonctionnement de la machine (transmission de vibrations, problèmes acoustiques, ...)

Les tuyauteries frigorifiques **sont principalement en cuivre**, déshydratées et polies à l'intérieur. Elles sont calibrées en pouces ou en fraction de pouces.

Elles sont livrées en couronnes ou rouleaux de 5 m à 20 m pour des diamètres de $\frac{1}{4}$ à $\frac{3}{4}$ pouces. Au-delà, elles sont en longueur rigides de 6 mètres (7/8 etc...)

En climatisation, les couronnes de tuyauteries en cuivre se rencontrant pré-isolées entourées d'un gainage en armaflex.

Un circuit frigorifique est divisé en 3 zones : aspiration, refoulement, ligne liquide.

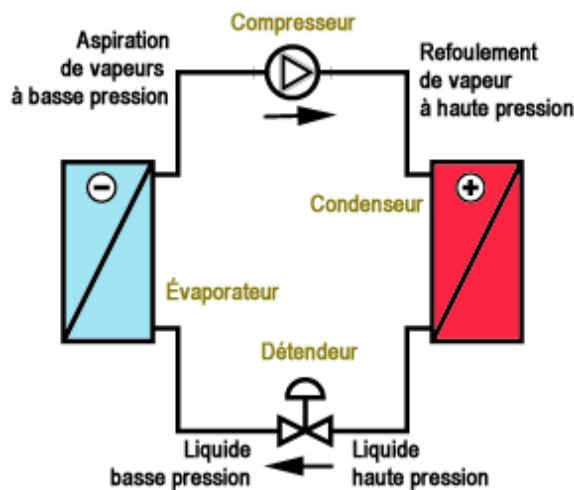


Figure 2.166

Zone aspiration

Cette tuyauterie relie l'évaporateur au compresseur. Cette zone doit être isolée en raison du risque de condensation. L'isolation limite aussi la surchauffe à l'aspiration du compresseur. Une température à l'aspiration du compresseur trop élevée provoque une diminution de la puissance frigorifique et une température de refoulement trop élevée. Le diamètre de la tuyauterie doit être dimensionné pour que la vitesse du fluide sous forme gazeux soit suffisante pour entraîner l'huile (retour vers le compresseur).

Zone refoulement

Cette tuyauterie relie le compresseur au condenseur.

Si le condenseur est placé plusieurs mètres au-dessus du compresseur, il faut monter un piège à huile tous les 3 m de dénivelé pour éviter le retour d'huile dans le refoulement du compresseur.

Un silencieux ou anti-vibrateur est recommandé à la sortie proche du compresseur.

Un séparateur d'huile peut également être monté sur cette conduite.

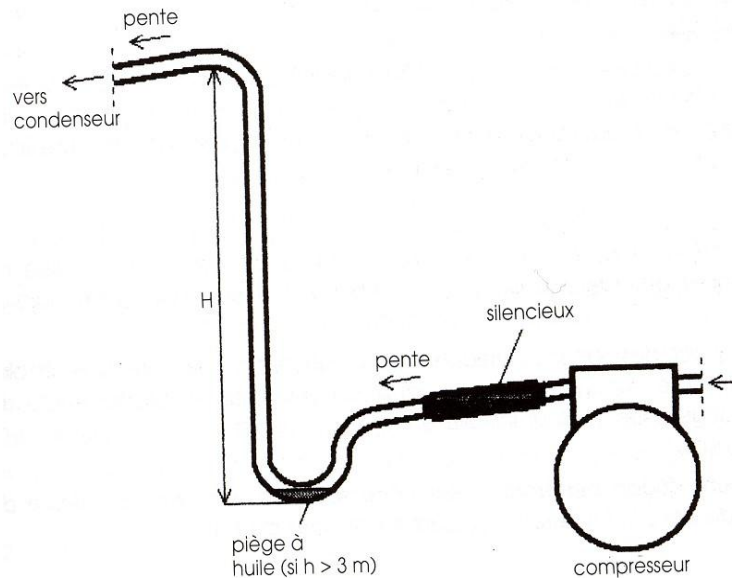


Figure 2.167

Pour que l'huile puisse monter dans une tuyauterie transportant du gaz, il est nécessaire que la vitesse soit supérieure à 7 m/s (vitesses typiques 8 à 11 m/s, perte de charge qui correspond à 3 K).

Cette condition est facilement remplie lorsque le débit massique reste constant.

Mais constitue un problème lorsque le débit massique varie, par exemple dans des installations frigorifiques centralisées :

Quand un seul compresseur est en service, la vitesse des gaz peut tomber sous les 7 m/s. Il faut donc un artifice permettant la circulation de l'huile en bas régime.

La double colonne montante remplit cette fonction.

Double colonne montante

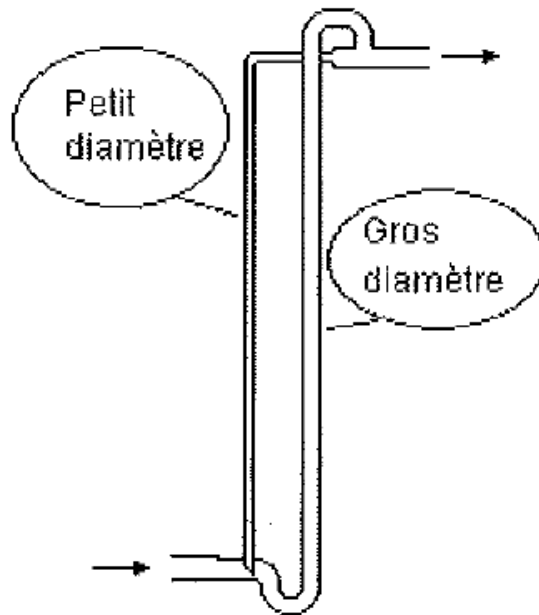


Figure 2.168

Deux tubes verticaux de diamètres différents :

- Un tube de gros diamètre comportant un siphon (piège à huile) en partie basse et un contre siphon à la partie supérieure
- Un tube de petit diamètre parallèle au gros tube et débouchant dans une réduction en bout du tube supérieur de sorte que l'huile ne puisse pas revenir.

Zone ligne liquide

Cette tuyauterie relie le condenseur à l'évaporateur. Cette zone n'est pas isolée. On recherche le meilleur sous-refroidissement possible. L'huile se mélange plus facilement avec le fluide sous forme liquide qu'avec le fluide sous forme gazeuse. La vitesse minimum dans la ligne liquide est moins élevée que dans les deux autres zones.

Tuyauteries souples inoxydables

Ce sont des liaisons souples qui désolidarisent les composants et évitent la transmission des vibrations. Ce sont des tuyaux métalliques flexibles en acier inoxydable constitué d'ondes spiralées. Une tresse de fil d'acier inoxydable recouvre l'ensemble. Ces tuyauteries sont compatibles avec l'ensemble des fluides frigorigènes actuels et résistent aux écarts de températures importants.

Souvent, on trouvera ces raccords en amont et en aval des compresseurs. Ils évitent la cassure des tuyauteries que provoquerait une fixation rigide des canalisations à cet endroit.

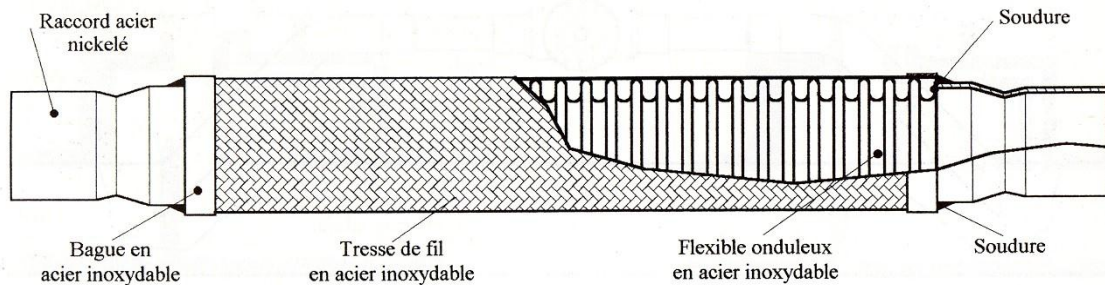


Figure 2.169

Ils sont composés d'un tuyau métallique flexible onduleux en acier inoxydable ou en alliage de cuivre.

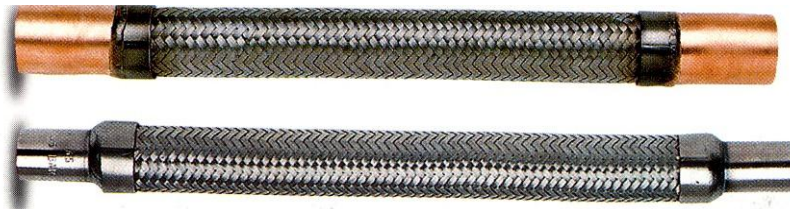


Figure 2.170

Ils ne doivent jamais être utilisés pour compenser une erreur de montage. Les absorbeurs seront placés à proximité du compresseur et parallèlement à son axe. Le compresseur vibre latéralement. Le montage perpendiculaire au vilebrequin est exclu.