

Pierre Rapin
Patrick Jacquard
Jean Desmons

TECHNOLOGIE DES INSTALLATIONS FRIGORIFIQUES

11^e ÉDITION

DUNOD

Graphisme de couverture : Elizabeth Riba
Photo de couverture : © vchal – Shutterstock.com

© Dunod, Paris, 2004, 2011, 2015, 2021

11, rue Paul Bert, 92240 Malakoff
www.dunod.com

ISBN 978-2-10-082741-1

Le Code de la propriété intellectuelle n'autorisant, aux termes de l'article L. 122-5, 2° et 3° a), d'une part, que les « copies ou reproductions strictement réservées à l'usage privé du copiste et non destinées à une utilisation collective » et, d'autre part, que les analyses et les courtes citations dans un but d'exemple et d'illustration, « toute représentation ou reproduction intégrale ou partielle faite sans le consentement de l'auteur ou de ses ayants droit ou ayants cause est illicite » (art. L. 122-4).

Cette représentation ou reproduction, par quelque procédé que ce soit, constituerait donc une contrefaçon sanctionnée par les articles L. 335-2 et suivants du Code de la propriété intellectuelle.

TABLE DES MATIÈRES

Remerciements	XI
Avant-propos • Naissance et évolution des utilisations du froid et des matériels frigorifiques	XIII
Préambule	XXI
1 • Compresseurs mécaniques	1
1.1 Généralités	1
1.2 Rôle du compresseur	1
1.3 Différents types de compresseurs	1
1.4 Grandeurs caractéristiques d'un compresseur	1
1.5 Compresseurs alternatifs	2
1.6 Compresseurs rotatifs	10
1.7 Compresseurs à vis	10
1.8 Compresseurs centrifuges	11
2 • Compresseurs ouverts	13
2.1 Compresseurs alternatifs à pistons	13
2.2 Compresseurs rotatifs	33
2.3 Compresseurs centrifuges	39
3 • Motocompresseurs hermétiques et hermétiques accessibles	43
3.1 Historique	43
3.2 Motocompresseurs hermétiques	45
3.3 Motocompresseurs hermétiques à pistons	46
3.4 Motocompresseurs hermétiques rotatifs	53
3.5 Motocompresseurs hermétiques accessibles	53
3.6 Motocompresseurs hermétiques accessibles à pistons	53
3.7 Le compresseur et ses accessoires	66
3.8 Compresseurs en parallèle	66
3.9 Compresseurs semi-hermétiques bi-étagés	66
3.10 Groupes de compression	68
3.11 Motocompresseurs centrifuges hermétiques accessibles	69
3.12 Motocompresseurs centrifuges à fonctionnement sans huile	71
4 • Compresseurs à vis et compresseurs à spirales	75
4.1 Compresseurs à vis	75
4.2 Compresseurs à spirales (compresseurs scroll)	100

5 • Compresseurs à exécutions spéciales ou à usages particuliers	113
5.1 Compresseur à membrane Corblin	113
5.2 Compresseurs à pistons secs	114
6 • Lubrifiants	119
6.1 Fonctions	119
6.2 Caractéristiques fondamentales	119
6.3 Choix du lubrifiant	120
6.4 Lubrification	120
6.5 Miscibilité avec les fluides frigorigènes	122
6.6 Lubrifiants et nouveaux fluides frigorigènes	123
6.7 Analyse du lubrifiant	123
7 • Condenseurs	127
7.1 Généralités	127
7.2 Condenseurs à air	133
7.3 Condenseurs à eau	143
7.4 Réglementation et pression d'épreuve	153
7.5 Tours de refroidissement d'eau	154
7.6 Refroidisseurs hybrides	156
7.7 Aéroréfrigérants ou refroidisseurs secs ou <i>dry-cooler</i>	160
7.8 Évolutions	162
7.9 Annexes	162
8 • Évaporateurs	167
8.1 Généralités	167
8.2 Classification des évaporateurs	174
8.3 Évaporateurs refroidisseurs de liquide	174
8.4 Évaporateurs refroidisseurs de gaz	184
8.5 Accessoires et options	205
8.6 Annexes	206
9 • Échangeurs de chaleur à plaques	209
9.1 Échangeur à plaques à cassettes	209
9.2 Échangeur à plaques brasées	210
9.3 Fluides utilisés	211
9.4 Propriétés	211
9.5 Installation	211
9.6 Les évaporateurs, environnement technologique et évolutions	212
9.7 Exemple d'installation utilisant un échangeur à plaques	215
9.8 Exemple d'application pratique d'un échangeur à plaques	220
9.9 Exemple d'installation avec évaporateur et condenseur à plaques	220
9.10 Mise en route et entretien	221
9.11 Domaines d'application	221
9.12 Évolutions	221

10 • Appareils annexes du circuit	223
10.1 Séparateur d'huile	223
10.2 Silencieux de refoulement	227
10.3 Réservoir de liquide	228
10.4 Désaérateurs	232
10.5 Déshydrateurs	233
10.6 Filtres déshydrateurs bidirectionnels	238
10.7 Déshydrateurs réservoirs	239
10.8 Voyants	239
10.9 Filtres	241
10.10 Filtre déshydrateur de nettoyage spécial « grillage de compresseur »	244
10.11 Filtres à huile	245
10.12 Filtres déshydrateurs pour lubrifiants	246
10.13 Cartouches	246
10.14 Séparateur de liquide	247
10.15 Bouteille d'aspiration	250
10.16 Pompes à liquide	253
10.17 Clapet de retenue ou clapet antiretour	257
10.18 Clapet taré	259
10.19 Échangeur de chaleur	259
10.20 Éliminateurs ou amortisseurs de vibrations	264
10.21 Dispositif antipulsatoire	266
10.22 Dispositif de retour et de contrôle de niveau d'huile dans une installation avec plusieurs compresseurs	266
11 • Centrales de froid, systèmes monoblocs, appareils à éléments séparés (<i>split system</i>)	273
11.1 Centrales de froid	273
11.2 Systèmes frigorifiques monoblocs	283
11.3 Appareils à éléments séparés (<i>split system</i>)	284
12 • Tuyauteries	285
12.1 Tuyauteries en cuivre	285
12.2 Tuyauteries en acier	300
12.3 Détermination des tuyauteries	314
12.4 Vibrations et dilatations des tuyauteries	333
12.5 Identification des circuits fluidiques	336
12.6 Contrôle de l'étanchéité	338
13 • Robinetterie	339
13.1 Terminologie	339
13.2 Robinets en alliage cuivreux	341

13.3	Robinets en alliages ferreux	344
13.4	Soupapes automatiques	348
14	• Principes généraux de l'automatisme	349
14.1	Naissance et but de l'automatisme	349
14.2	Systèmes automatisés	350
14.3	Constitution d'une boucle de régulation	352
14.4	Fonctions d'un régulateur	353
14.5	Utilisations d'un régulateur	354
15	• Appareillages automatiques d'alimentation	357
15.1	Alimentation en fluide frigorigène	357
15.2	Alimentation en fluides auxiliaires	397
16	• Appareils automatiques de régulation et de sécurité	409
16.1	Introduction	409
16.2	Appareils de régulation et de sécurité	411
16.3	Appareils de protection	438
16.4	Appareillages de contrôle	439
17	• Systèmes de régulation électronique	441
17.1	Principales caractéristiques des systèmes de régulation électronique	442
17.2	Les différents composants de la régulation	442
18	• Isolants	457
18.1	Caractéristiques générales des isolants	457
18.2	Origine des isolants	458
18.3	Principaux isolants	458
19	• Mise en œuvre des isolants	463
19.1	Migration de la vapeur d'eau	463
19.2	Écrans pare-vapeur	466
19.3	Isolation des chambres froides	466
19.4	Isolation des corps cylindriques	476
19.5	Menuiseries isothermiques	477
19.6	Sécurité	480
19.7	Aménagements intérieurs	483
20	• Pompes à chaleur	485
20.1	Généralités	485
20.2	Principe fonctionnel de la pompe à chaleur	486
20.3	Coefficient de performance	487
20.4	Différentes sources de chaleur	488
20.5	Utilisation des pompes à chaleur	489
20.6	Cas concret : étude d'une pompe à chaleur eau/eau associée à une géothermie	489
20.7	Conclusion	492

21 • Principes d'obtention des basses et très basses températures	493
21.1 Machine frigorifique à compression étagée	493
21.2 Fabrication de glace carbonique (glace sèche)	499
21.3 Machines en cascade	499
21.4 Liquéfaction de l'air	502
22 • Machines frigorifiques à compression thermique	507
22.1 Machines à absorption	508
22.2 Machines à éjection	515
23 • Bilan thermique d'une installation	519
23.1 Généralités	519
23.2 Éléments constitutifs du bilan thermique	519
23.3 Évaluation du bilan général	522
23.4 Détermination de la puissance frigorifique de l'évaporateur	523
23.5 Détermination de la puissance frigorifique du compresseur	523
24 • Acoustique pratique	525
24.1 Origine des bruits	525
24.2 Correction et isolement acoustiques	526
24.3 Silencieux	532
24.4 Les transmissions solidiennes	535
24.5 Installation des matériels	537
24.6 Mesure du bruit	539
24.7 Cahier des charges	540
24.8 Évolution des matériels	541
25 • Installations au CO₂	543
25.1 Généralités	543
25.2 Caractéristiques thermodynamiques du CO ₂	543
25.3 Avantages du R 744	546
25.4 Inconvénients du CO ₂	546
25.5 Le CO ₂ vis-à-vis de l'eau	546
25.6 Le CO ₂ et l'ammoniac	546
25.7 Dégivrage des installations au CO ₂	546
25.8 Problème de pression avec le CO ₂	548
25.9 Exemple de technologies permettant d'éviter les surpressions	549
25.10 Étude d'une installation type cascade R 404 A/CO ₂	550
25.11 CO ₂ utilisé en transcritique	556
26 • Fluides frigopORTEURS	563
26.1 Généralités	563
26.2 Avantages des fluides frigopORTEURS	563
26.3 Inconvénients de la réfrigération indirecte	564

26.4	Différents types de fluides frigoporteurs	565
26.5	Différentes technologies et régulations des installations à fluide frigoporteur	570
27	• Congélation et surgélation	573
27.1	Généralités	573
27.2	Différences entre congélation et surgélation	573
27.3	La surgélation dans l'industrie agroalimentaire	574
27.4	Différentes techniques de surgélation	574
27.5	Tunnel de congélation à fonctionnement discontinu	574
27.6	Tunnel de congélation à fonctionnement continu à production de froid mécanique	576
27.7	Tunnel de congélation à fonctionnement continu utilisant un fluide cryogénique	576
27.8	Congélateur à plaques	576
27.9	Congélateur à lit fluidisé	577
27.10	Surgélateur spiral	579
27.11	Règles générales concernant la surgélation	579
27.12	Rendement d'un système de congélation	580
28	• Stockage de l'énergie	581
28.1	Pourquoi stocker l'énergie	581
28.2	Comparaison des stockages sensibles et latents	581
28.3	Technologie de stockage	582
28.4	Différentes stratégies possibles	584
28.5	Conception d'une installation	588
28.6	Dimensionnement d'un STL	591
28.7	Calcul du volume du STL	594
28.8	Calcul des puissances d'échange	594
28.9	Procédures de validation	595
29	• Évolution des produits	597
29.1	Généralités	597
29.2	Exemple d'évolutions de vannes principales	597
29.3	Exemple de polyvalence de fonctionnalité d'un type de vanne	598
29.4	Nouveaux types de capteurs	601
29.5	Vanne de régulation de la température de l'huile	603
30	• Étude de cas concrets	605
30.1	Étude d'un cas concret n° 1	605
30.2	Étude d'un cas concret n° 2	613
Annexe	• Symboles graphiques	619
Index	alphabétique	637

REMERCIEMENTS

Acal	Grasso
Air Liquide	HK Réfrigération
Alfa Laval	Isocab
Alliages Industries	Johnson Controls
Baltimore Aircoil	L'Unité Hermétique (Tecumseh)
Bitzer	Landis & Staefa (Siemens)
Bock	LU-VE Contardo
Bruel et Kjaer	Quiri
Carly	Sagem
Carel	Sauter
Carrier (United Technologies)	Soromat Aquafrilair
Castolin	Sporlan
CIAT	Stal
Copeland Corporation (Emerson Climate Technologies)	Sulzer
Danfoss	Telemecanique (Schneider Electric)
Danfoss Maneurop	Telewig
Dehon Service	Trane
Du Pont Fluorochemicals	Trepaud
Fermod	US Reco
Flow Controls (ex-Alco Controls, Emerson Climate Technologies)	Viessmann
Friga-Bohn	Wanner Isofi
	Wieland
	York

AVANT-PROPOS • NAISSANCE ET ÉVOLUTION DES UTILISATIONS DU FROID ET DES MATÉRIELS FRIGORIFIQUES

Il ne saurait être question dans cet avant-propos de se pencher sur toutes les applications actuelles du froid artificiel, car elles se chiffrent par centaines. De nombreux ouvrages ont déjà été écrits sur ces sujets et les revues techniques spécialisées publient régulièrement des articles consacrés à de nouvelles applications. Aussi pensons-nous qu'il est intéressant de voir comment une industrie, née il y a plus d'un siècle, avec un but unique, a pu à ce jour devenir l'auxiliaire de tant d'industries ou de commerces et a transformé la vie sociale de millions d'individus, à tel point que l'on peut parler au sens propre de « conquêtes du Froid ».

Naissance du froid artificiel

L'homme, dès son apparition sur Terre, a dû constater que ses aliments se conservaient mieux en hiver qu'en été, et penser que, si l'on pouvait artificiellement obtenir en été des températures hivernales, la conservation de ses aliments serait obtenue dans les mêmes conditions qu'en hiver.

Quand a-t-il songé à prélever en hiver la glace naturelle, à la conserver, puis à l'utiliser pour éviter l'altération de ses aliments ? Cela est impossible à préciser. On peut par contre affirmer que, dans la Rome antique, ces prélèvements de glace étaient courants et que, gardée dans les grottes ou des carrières, cette glace servait ensuite, le moment venu, à la conservation des denrées. Cette pratique se répandit ensuite dans beaucoup d'autres pays au fil des siècles, et c'est ainsi que tout naturellement l'homme fut amené à fabriquer de la glace artificielle. En 1862, à l'Exposition universelle de Londres, Ferdinand Carré (figure A.1) émerveilla les visiteurs

en extrayant régulièrement d'énormes blocs de glace d'une machine aux dimensions imposantes. Cela frappait d'autant plus le public que Carré, utilisant une machine à absorption, produisait de la glace grâce à la chaleur.



Figure A.1 – Ferdinand Carré (1824-1894).

Cette première machine destinée aux usagers industriels fut dotée d'une « petite sœur » portative qui permettait à ses contemporains d'améliorer leur confort domestique. En 1866, Edmond Carré, frère du précédent, conçut un autre appareil permettant de « frapper » les carafes d'eau ou de vin.

Un journaliste de l'époque, commentant ces nouveautés, écrivait : « Après de tels exploits, le chapitre est clos ».

Peu d'années après, Charles Tellier (figure A.2) montra que ce jugement était erroné et que les conquêtes du froid artificiel ne faisaient que commencer.

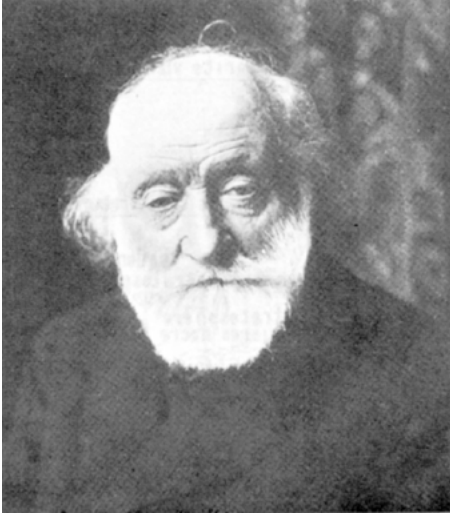


Figure A.2 – Charles Tellier (1828-1913).

Après avoir mis au point un procédé de fabrication industrielle de la glace alimentaire, il réalisa la première « armoire conservatrice ». Poursuivant ses études sur la conservation des viandes de boucherie, il parvint en 1874 à éveiller l'intérêt de l'Académie des sciences sur ses expériences de réfrigération des viandes, mais beaucoup se montrèrent sceptiques sur la validité du procédé dans le temps.

Un illustre savant de l'époque lui ayant affirmé : « Vous conservez un bœuf dans votre établissement d'Auteuil, mais je vous mets au défi de faire passer l'océan à un simple gigot », Tellier releva le défi ; achetant un navire, le transformant et installant à bord deux machines à compression mécanique de sa fabrication, à éther méthylique, de 47 000 W (40 000 frigories/heure) chacune, et des chambres froides, il se proposait de transporter des viandes fraîches de France en Amérique du Sud, puis d'en ramener d'Amérique du Sud en France.

Le 20 septembre 1876, *le Frigorifique* (figure A.3) appareilla de Rouen avec deux bœufs en quartiers, douze carcasses de moutons, deux veaux, un porc et une cinquantaine de volailles. Cent huit jours plus tard, Tellier débarquait à Buenos Aires sa cargaison en parfait état.

Affrontant la contre-épreuve, *le Frigorifique* traversa de nouveau l'Atlantique et regagna son port d'attache. Sauf deux quartiers avariés à la suite de la négligence d'un commis, la cargaison était intacte.

Deux ans plus tard, Ferdinand Carré transportait d'Amérique du Sud en France, à bord du vapeur *Paraguay*, 80 tonnes de viandes congelées à -30°C , le maintien en température des chambres froides étant cette fois-ci obtenu grâce à des machines frigorifiques à absorption.

Ces éclatantes démonstrations, qui furent à l'origine du mouvement considérable de viandes entre l'Amérique et l'Europe, mettaient en plus en évidence le fait que le froid artificiel pouvait servir d'autres industries que celle de la production de la glace hydrique.

Évolution des utilisations

De cette magnifique plate-forme de départ, le froid s'élança tout d'abord à la conquête des industries alimentaires : conservation des produits d'origine carnée et d'origine végétale, ainsi que des produits de la pêche, d'abord par réfrigération, puis pour augmenter le temps de conservation, par congélation lente au début puis, au fur et à mesure des recherches, accélération de la vitesse de congélation en abaissant la température des tunnels utilisés à cet effet pour en arriver à la « surgélation », et pour des produits particuliers à leur lyophilisation.

Dans le domaine des boissons, le froid intervient pour leur fabrication (bière, boissons gazeuses), leur clarification (vins et cidres) ainsi que pour la concentration des vins en alcool.

Conjointement à la conquête des industries alimentaires, le froid s'immisça dans les industries métallurgiques, mécaniques, chimiques, atomiques, spatiales, etc., où ses applications innombrables vont actuellement des opérations d'assemblage mécanique (où le montage « à froid » a remplacé avantageusement le montage « à chaud ») jusqu'à la fabrication industrielle d'oxygène liquide (2 500 t/j), ce qui représente une puissance absorbée de l'ordre de 300 000 kW.

Pour les industries chimiques et pétrochimiques le froid intervient dans de nombreux domaines : liquéfaction du chlore, rectification de l'éthylène en vue de son utilisation dans la fabrication des

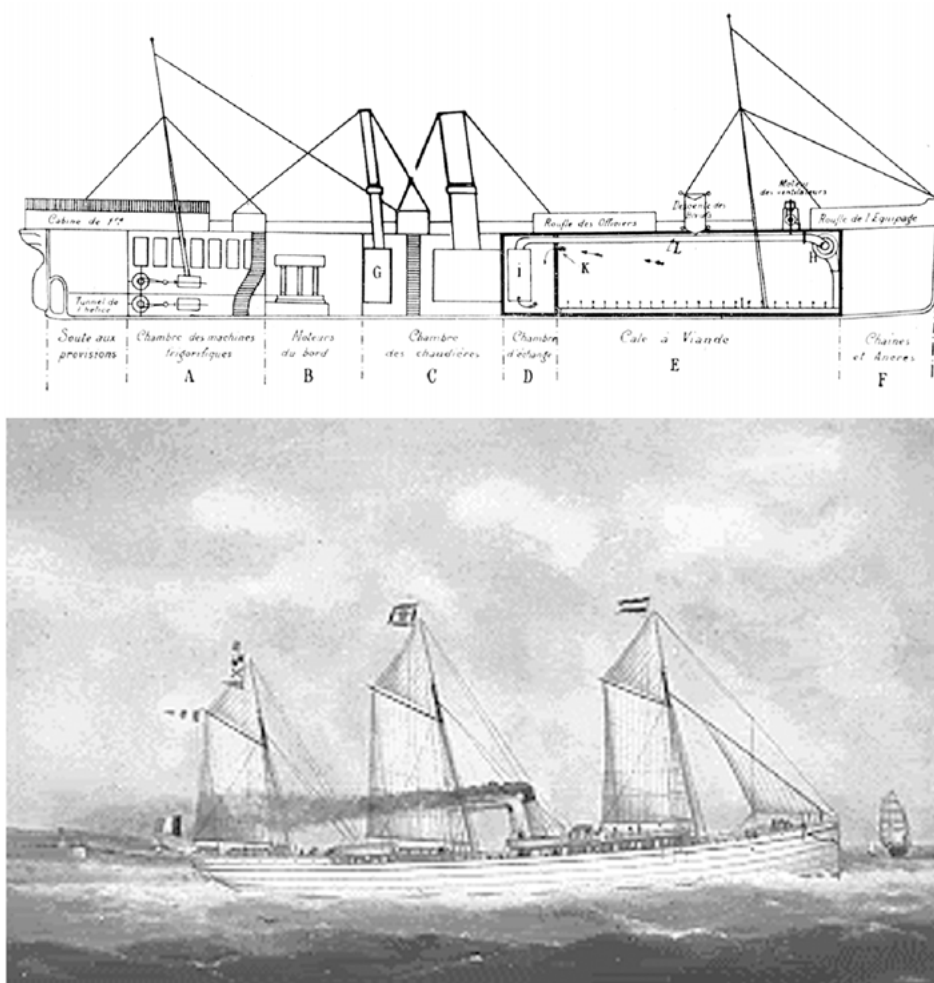


Figure A.3 – Le Frigorifique.

matières plastiques, liquéfaction du gaz naturel en vue de son transport maritime (figure A.4), etc. Le génie civil lui-même fait appel au froid artificiel, soit pour refroidir le béton lors de sa prise, notamment dans la construction de barrages, soit pour congeler les sols aquifères permettant ainsi de travailler comme dans un sol plein. La première utilisation mondiale de cette technique remonte à 1880, soit plus d'un siècle. L'ingénieur allemand H. Portsch mettait en œuvre ce procédé dans la Ruhr pour le forage de puits de mines dans des terrains aquifères. En France, cette technique a été utilisée dès 1908 à Paris pour fonder le caisson métallique constituant une partie de la station de

métro Saint-Michel dans des terrains également aquifères en bord de Seine. Abordant le point de vue de la climatisation, en vue du confort industriel ou en vue du confort humain, le froid est l'auxiliaire indispensable à toutes ces réalisations, qu'elles fassent appel à des puissances énormes (plusieurs millions de watts) et destinées à des immeubles ou à des groupes d'immeubles à usage collectif, ou à de faibles puissances telles celles mises en jeu dans les climatiseurs individuels. Ne négligeons pas cette autre forme de confort domestique que sont les réfrigérateurs et les congélateurs ménagers dont on ne peut plus pratiquement se passer.



Figure A.4 – Refroidissement d'une sphère de gaz liquéfié.

Dans le domaine médical, le froid intervient directement pour l'hibernation artificielle, la cryochirurgie, la conservation du plasma sanguin, etc.

Pour la fabrication des médicaments le froid a été primordial, soit en assurant la conservation des produits utilisés (produits opothérapiques) avant leur mise en œuvre, soit en intervenant directement au stade de la fabrication – lyophilisation de vaccins par exemple ou démoulage rapide de produits à base de beurre de cacao.

Dans un domaine parallèle la congélation et la conservation par le froid des semences animales et humaines en vue de l'insémination artificielle animale sont des techniques couramment utilisées.

En laboratoires d'essais ou de recherche, le froid, allié à la technique du vide, permet de réaliser les conditions rencontrées dans l'espace (caissons de simulation spatiale), ou d'étudier le comportement des métaux, de matériels élaborés, de matériaux dans les conditions où ces éléments peuvent être utilisés et également d'étudier le comportement de la matière au voisinage du zéro absolu¹, ce qui a permis notamment de découvrir la supraconductivité des métaux.

Dans le domaine des transports, que ce soit par voies terrestre, maritime ou aérienne, le froid assure le maintien des denrées à la température désirée pour leur transport, soit sur de grandes distances, soit sur des distances beaucoup plus courtes pour les approvisionnements en denrées surgelées de différents points de vente à partir d'un entrepôt régional, ou encore la vente ambulante de denrées fraîches en milieu rural.

Les problèmes économiques actuels liés au prix de revient de l'« énergie » et à la protection de l'environnement ont favorisé la mise au point de nombreux systèmes de récupération de chaleur.

Évolution des techniques

Industriellement, le froid est presque toujours produit par la vaporisation d'un liquide dont les vapeurs doivent pouvoir être condensées à la température ambiante sous une pression compatible avec le type de matériel utilisé.

C'est à la compression mécanique que les pionniers de l'industrie frigorifique ont songé en premier

1. On a obtenu en laboratoire une température de 0,000 001 K soit 1×10^{-6} K.

pour réaliser cette production de froid. Mais devant le danger présenté par le fluide alors utilisé – l'éther éthylique – ils se sont tournés vers une autre technique, l'utilisation d'un mélange binaire dont le composant le plus volatil libéré sous haute pression par chauffage de la solution est ensuite condensé et vaporisé, les vapeurs produites par cette vaporisation étant « absorbées » par la solution appauvrie et refroidie, la solution ainsi enrichie étant de nouveau chauffée pour dégazage. C'est la machine à absorption utilisée par Carré pour sa première machine à glace, machine qui utilisait le couple binaire eau-ammoniac.

Tellier redonna vie aux machines à compression mécanique en utilisant comme fluide frigorigène l'éther méthylique beaucoup moins dangereux que l'éther éthylique ; l'utilisation de l'ammoniac par Linde, du chlorure de méthyle par Douane et Vincent, de l'anhydride sulfureux par Pictet et enfin de l'anhydride carbonique par Linde, semblèrent donner définitivement la suprématie aux machines à compression mécanique (figure A.5).

Les machines à absorption eau-ammoniac ne furent jamais abandonnées et continuèrent à être utilisées lorsque l'on disposait de vapeur basse pression provenant d'une utilisation primaire de la vapeur pour d'autres besoins ; il en fut de même pour les machines à éjection de vapeur d'eau.

L'utilisation de la formule de l'*énergie totale* ne peut que favoriser leur développement et leurs utilisations. L'évolution des techniques ne s'est pas faite uniquement au niveau des principes de production du froid, mais également au niveau des procédés de condensation. La pénurie croissante et le prix élevé de l'eau industrielle ont fait rechercher tous les moyens permettant de l'économiser. C'est ainsi que l'on a vu apparaître successivement les condenseurs atmosphériques, les tours de refroidissement d'eau, les condenseurs à évaporation forcée et enfin l'utilisation de condenseurs à air pour des machines de plusieurs millions de watts (centrale frigorifique d'Orly : puissance de 15 millions de watts).

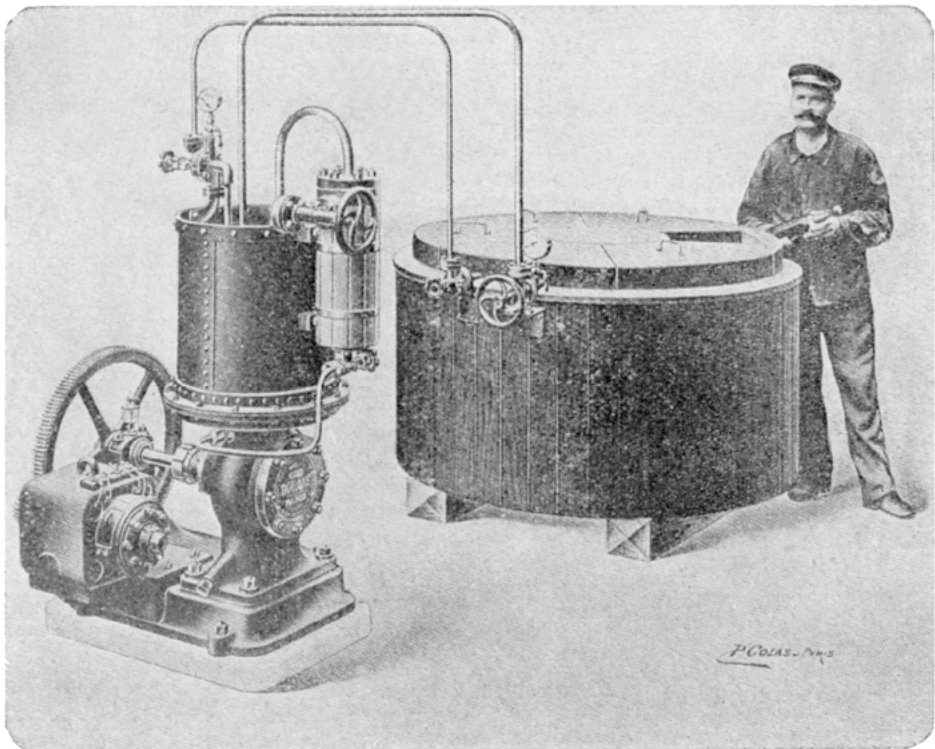


Figure A.5 – Cuve frigorifique datant de 1932.

Évolution des matériels

La recherche de la puissance frigorifique maximum pour un encombrement minimum, d'une part, celle de la sécurité fonctionnelle et la protection de l'environnement, d'autre part ont permis l'évolution constante des matériels utilisés pour la production du froid.

Le premier point a permis de réduire considérablement l'encombrement et le poids des machines. Aux premiers compresseurs horizontaux monocylindriques aux volants énormes (de 3 à 4 m de diamètre) tournant entre 60 et 100 tr/min, ont succédé les compresseurs verticaux polycylindriques, d'abord à carter ouvert, puis à carter fermé.

La diminution des masses en mouvement par utilisation d'alliages légers a permis d'envisager l'entraînement direct des compresseurs qui actuellement tournent, au glissement près, à 1 500 et même 1 800 tr/min suivant la fréquence du courant d'alimentation (voire 3 000 pour les motocompresseurs hermétiques ménagers).

Deux chiffres permettent d'illustrer éloquentement cette évolution ; ce sont ceux donnés par un constructeur français pour deux machines de même production frigorifique dans les mêmes conditions de marche : 340 000 W.

En 1900, la masse du compresseur était de 46 000 kg ; actuellement elle est inférieure à 1 500 kg. Pour les compresseurs centrifuges plus jeunes dans l'industrie frigorifique que les compresseurs à pistons, la même évolution se poursuit.

Enfin, n'omettons pas de citer les compresseurs à vis les compresseurs à spirales qui, chronologiquement, sont certainement les machines les plus récentes utilisées pour comprimer les fluides.

La recherche du second point a bouleversé la conception des matériels et des installations en utilisant des fluides et des matériels nouveaux.

La première réalisation révolutionnaire en ce domaine a été la machine hermétique de l'abbé Audiffren en 1908.

La mise au point des fluides chlorofluorés et la généralisation du courant alternatif ont permis la construction de groupes hermétiques et hermétiques accessibles qui, de petites puissances à l'origine, atteignent maintenant des puissances de plus en plus élevées supprimant ainsi le risque de fuite à la sortie de l'arbre au travers du carter.

La réalisation pour les matériels ménagers et commerciaux de faible puissance, ainsi que pour les conditionneurs d'air individuels de circuits frigorifiques entièrement brasés élimine alors tout risque de fuite sur l'ensemble de l'installation.

Protection de l'environnement

Ozone et récupération des fluides frigorigènes

Nous ne pouvions pas dans cet ouvrage ne pas aborder ce sujet. Les propos qui suivent vous permettront d'obtenir certaines informations concernant l'ozone et les machines de récupération.

La diminution de la couche d'ozone dans certaines zones géographiques a sensibilisé nombre de scientifiques.

Si les chlorofluorocarbones (CFC) et les hydrofluorocarbones (HCFC) sont bien impliqués dans ce processus, il est établi que leur impact ne peut être analysé isolément, d'autres facteurs de pollution doivent également être étudiés simultanément.

Une concertation mondiale, pour la protection de la couche d'ozone a débouché sur des réglementations. Donnons quelques dates importantes :

- 1985 : Convention de Vienne.
- 1987 : Protocole de Montréal.
- 7 février 1989 : Convention française.
- Mise à jour du Protocole de Londres.
- 4 mars 1991 : Règlement CE.
- 7 décembre 1992 : Règlement français.
- 30 juin 1998 : Décret français.
- 12 janvier 2000 : Arrêté français.
- 29 juin 2000 : Règlement CE.

Les CFC et HCFC étant mis en cause, le principe de la récupération de ceux-ci a débouché sur différentes techniques, méthodes et matériels.

Avant d'aborder la récupération de ces fluides définissons quelques termes importants.

- *Récupération* : action de retirer le fluide frigorigène contenu dans un système frigorifique, pour le stocker dans un cylindre indépendant prévu à cet effet, en vue de son réemploi ou de sa destruction.
- *Recyclage* : le terme *recyclage* traduit de l'anglais *recycling* signifie littéralement « recycler, récupérer ». En français le mot recyclage introduit une notion de transformation du produit ; ce qui

n'est pas le cas dans les machines présentes sur le marché.

- *Filtration* : passage d'un liquide à travers un filtre pour éliminer des impuretés jugées indésirables (particules solides, huile, eau). Il est préférable d'utiliser cette définition qui correspond mieux

aux caractéristiques des machines existantes. Par ailleurs, les spécifications du produit ne pouvant être contrôlées d'une manière précise et efficace, aucune garantie ne peut lui être donnée.

- *Régénération* : opération qui consiste à reformer, corriger de manière radicale, un produit que l'on

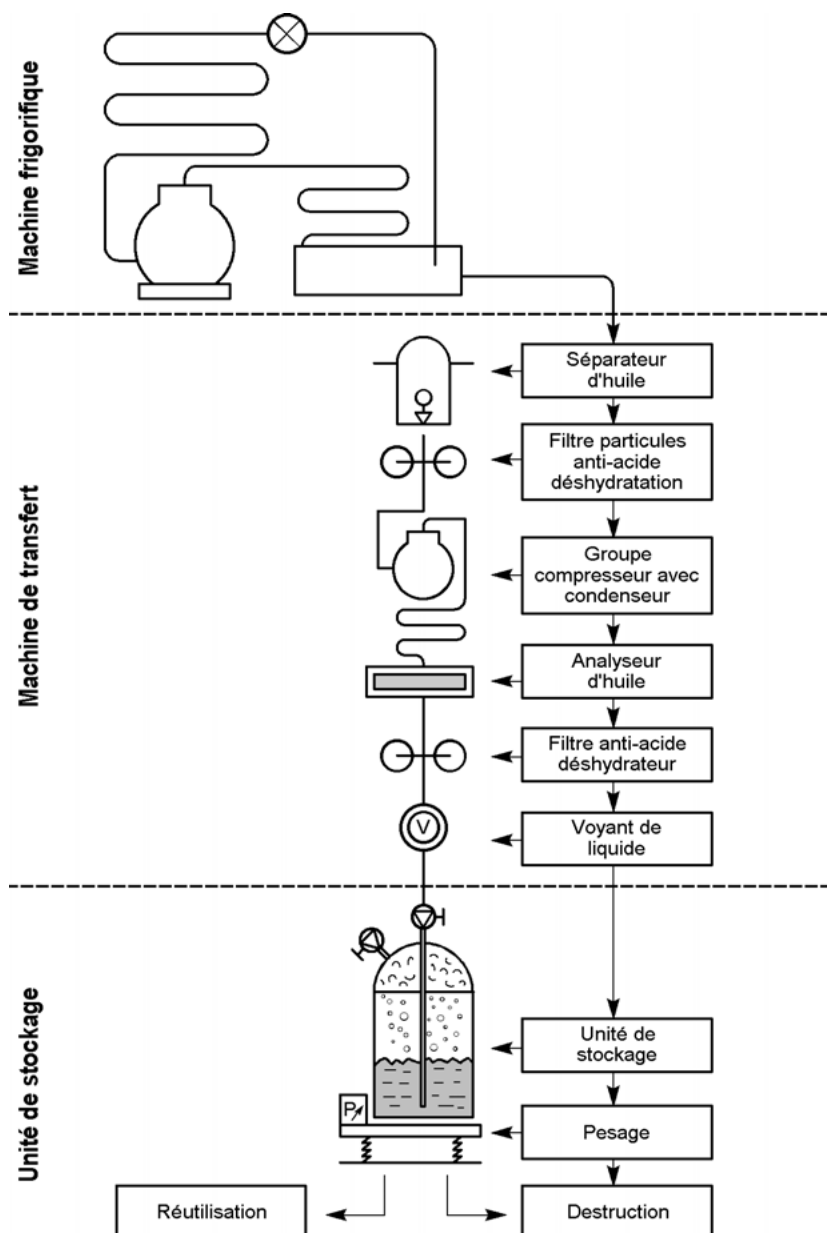


Figure A.6 – Schéma de principe d'une chaîne de récupération.

a débarrassé de ses impuretés pour le ramener à *l'état de neuf*. Ce cycle extrêmement complet, obtenu par différents procédés industriels, ne peut être effectué que par les producteurs de fluides ou leurs mandants. En effet, un contrôle rigoureux permet de remettre le produit aux normes de commercialisation avec, bien évidemment, toutes les garanties s'y attachant.

La récupération des fluides frigorigènes s'avère nécessaire dans les cas suivants :

- lors d'une intervention sur une partie de circuit ne pouvant pas être isolée ;
- lorsque l'installation doit être arrêtée définitivement ou démontée ;
- lors d'un remplacement de fluide.

Les méthodes de récupération et les matériels utilisés diffèrent suivant la quantité de fluide contenue dans l'installation. Quelle que soit la méthode utilisée, elle doit permettre :

- une récupération maximale de fluide ;
- un transfert rapide ;
- une mise en œuvre facile ;
- un coût acceptable.

Cette récupération peut se faire de deux façons :

- en phase dite « liquide » : un élément intermédiaire appelé *groupe de transfert* permet la récupération du fluide sous sa forme liquide (pompe, compresseur, etc.) ;
- en phase dite « vapeur » : dans ce cas le groupe de transfert est indispensable. Il aspire les vapeurs de l'installation, les condense et les envoie dans

la bouteille de récupération (figure A.6). Ce type de transfert est plus long que le précédent.

Plusieurs matériels spécifiques ont été mis au point. Ils sont adaptés aux différents types d'installations, en particulier en ce qui concerne la quantité de fluide contenue dans celles-ci.

Certains groupes de transfert assurent la récupération et la filtration. Généralement, ils permettent le transfert en phase « liquide » et en phase « vapeur ».

Effet de serre

À ce jour l'effet de serre préoccupe nombre de scientifiques. Certains fluides frigorigènes utilisés dans les installations frigorifiques ont une incidence non négligeable sur l'effet de serre.

Il est à prévoir dans un avenir plus ou moins proche de nouvelles réglementations liées à ce problème.

Conclusion

L'évolution des techniques de production du froid et des matériels n'est pas terminée, les décennies à venir nous conduiront certainement à d'autres techniques et à d'autres matériels qui utiliseront industriellement peut-être l'effet Peltier ou la détente tourbillonnaire de Ranke. De nouveaux procédés ainsi que de nouvelles machines seront mis au point partant d'une même idée : « protéger l'environnement ».

Cet ouvrage a pour but l'étude technologique des différents éléments constitutifs d'une installation frigorifique.

Il semble logique, avant de commencer cette étude, d'opérer une classification par groupe des appareils et appareillages que l'on trouvera sur toutes les installations frigorifiques, qu'elles soient simples ou complexes, et de rappeler succinctement, après cette énumération, les transformations subies par le fluide lors de son passage dans certains des appareils – ou appareillages – énumérés.

Constitution d'une installation frigorifique

La figure 1 (page suivante) représente le schéma d'une installation frigorifique commerciale à fluide frigorigène halogéné volontairement limité à ses principaux constituants.

Circuit fluide frigorigène

■ Appareils principaux

- Le compresseur 1.
- Le condenseur 2.
- Le détendeur 3.
- L'évaporateur 4.

■ Appareils annexes

- Le séparateur d'huile 5.
- Le réservoir de liquide condensé 6.
- Le déshydrateur 7.
- Le voyant 8.
- La bouteille d'aspiration 9.
- Le filtre d'aspiration 10.

■ Accessoires

Vannes, robinets, raccords, brides, etc.

Appareils d'automatisme

- Appareils d'alimentation électrique : contacteurs, discontacteurs, relais...
- Appareils d'alimentation fluide : détendeurs, régulateurs à flotteurs...
- Appareils de régulation : thermostats, pressostats, hygromètres...
- Appareils de protection : pressostats, relais thermiques ou (et) magnéto-thermiques, disjoncteurs...
- Appareils de signalisation : ampèremètres, voltmètres, wattmètres, thermomètres, voyants lumineux, avertisseurs sonores...

Remarque

Cette énumération n'est pas exhaustive et si nous avons choisi le schéma d'une installation frigorifique à ammoniac, nous aurions vu apparaître d'autres appareils (refroidisseurs d'huile, séparateur de liquide...) et vu disparaître certains autres (déshydrateur notamment).

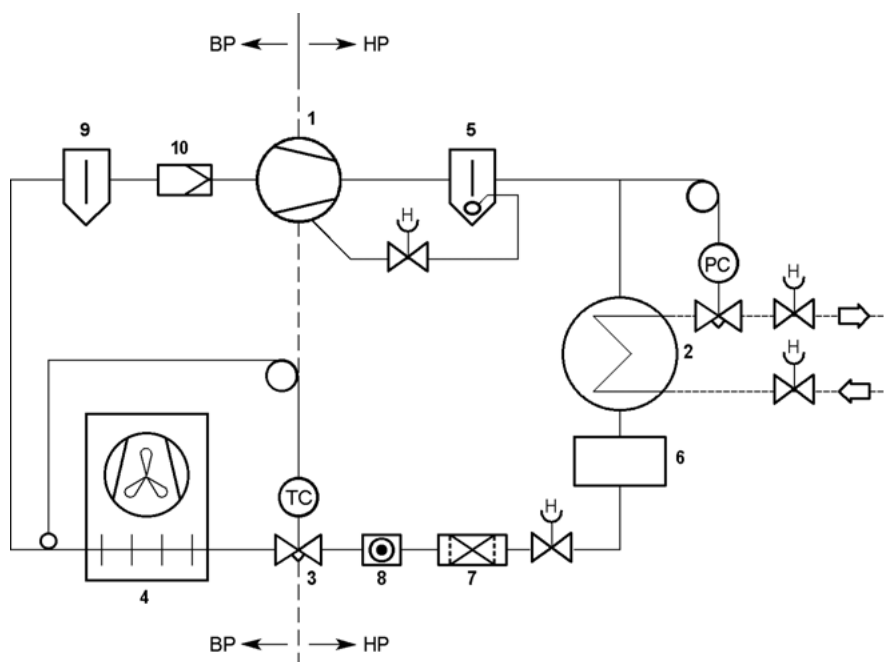


Figure 1 – Schéma d'une installation frigorifique.

Transformations subies par le fluide¹

Certains de ces appareils sont le siège de phénomènes modifiant les caractéristiques du fluide frigorigène en circulation ; c'est le cas notamment de tous les appareils principaux.

Examinons les phénomènes constatés au passage du fluide à travers chacun d'eux et rappelons les processus physiques qui régissent les transformations subies par le fluide.

Compresseur

Le compresseur – pompe aspirante et foulante – aspire les vapeurs froides provenant de l'évaporateur et restitue au refoulement des vapeurs comprimées et surchauffées. Le fluide a subi une compression polytropique qui a eu pour effet d'élever la température du fluide refoulé.

médium est suffisamment basse, nous pouvons

Le principe de Mayer permet de calculer l'apport thermique lié à la compression du fluide. La valeur de ce travail est donnée – par kilogramme de fluide en circulation dans l'installation – par lecture directe d'un diagramme enthalpique. Sa valeur est égale à la différence des enthalpies entre l'état du fluide à la sortie du compresseur et son état à l'entrée, soit (figure 2) :

$$w = h_2 - h_1 \quad \text{kJ/kg}$$

Condenseur

Les vapeurs comprimées et à température élevée pénètrent dans le condenseur où, après avoir été désurchauffées jusqu'à la température correspondant à la tension de vapeur saturante des vapeurs refoulées, elles sont condensées à température constante.

La chaleur de désurchauffe et la chaleur latente de condensation sont enlevées par le médium de condensation (air ou eau). Si la température de ce obtenir un sous-refroidissement du liquide.

1. « Transformations » est pris dans le sens thermodynamique du terme.

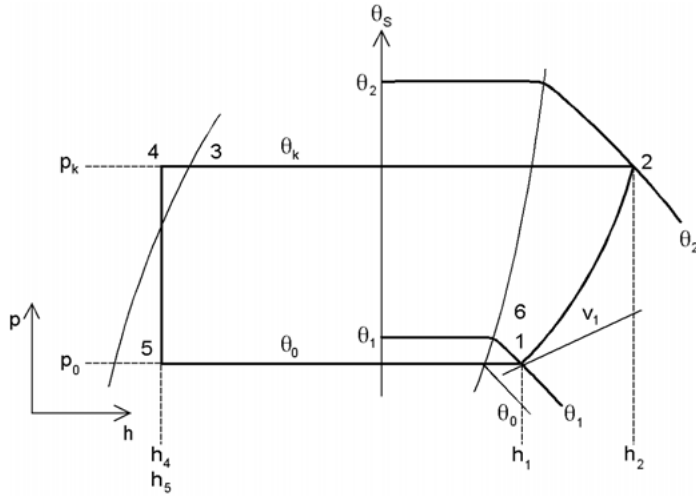


Figure 2 – Diagramme enthalpique.

La quantité de chaleur à évacuer au condenseur est égale à celle absorbée à l'évaporateur augmentée du travail de compression. Nous avons en effet, en application du principe de Mayer :

$$Q_k = Q_0 + W \quad \text{kJ}$$

Si nous rapportons cette quantité de chaleur à l'unité de masse du fluide en circulation dans l'installation, sa valeur déduite de l'examen du diagramme enthalpique est :

$$q_k = h_2 - h_4 \quad \text{kJ/kg}$$

Évaporateur

Le mélange liquide/vapeur détendu se vaporise totalement dans l'évaporateur par ébullition à la température correspondant à la tension de vapeur saturante du fluide, cette pression étant maintenue constante pendant toute l'ébullition par aspiration par le compresseur des vapeurs produites.

La vaporisation du mélange liquide/vapeur absorbe par kilogramme de mélange la quantité de chaleur :

$$q_0 = h_6 - h_5 \quad \text{kJ/kg}$$

Détendeur

Au passage de l'orifice calibré du détendeur, le liquide subit une chute de pression provoquant, d'une part, sa vaporisation partielle et, d'autre part, un refroidissement jusqu'à la température de vaporisation du liquide restant. La détente du fluide est une détente isenthalpe au cours de laquelle la quantité de chaleur totale contenue dans le liquide en amont du détendeur et dans le mélange liquide/vapeur en aval de l'orifice n'a pas varié ; il n'y a eu que transfert d'énergie et modification de l'état physique du fluide. L'examen du diagramme enthalpique (figure 2) montre qu'il en est bien ainsi :

$$h_4 = h_5 \quad \text{kJ/kg}$$

Processus de transformations

Les processus successifs régissant au cours d'un cycle les transformations subies par le fluide peuvent se résumer ainsi :

Compresseur

Compression polytropique des vapeurs de fluide frigorigène.

Condenseur

– Échange de chaleur dans la zone de désurchauffe entre deux vapeurs, dans le cas d'un condenseur

à air, ou entre vapeur et eau, dans le cas d'un condenseur à eau.

- Absorption isobare et isotherme de la chaleur latente de condensation du fluide frigorigène dans la zone de condensation.
- Échange de chaleur dans la zone de sous-refroidissement entre vapeur et liquide ou entre deux liquides suivant le type de condenseur utilisé.

Détendeur

Détente isenthalpe du fluide condensé.

Évaporateur

Libération isobare et isotherme de la chaleur latente de vaporisation du mélange liquide/vapeur de fluide frigorigène détendu et surchauffe isobare des vapeurs produites.

1 • COMPRESSEURS MÉCANIQUES

1.1 Généralités

Nous venons d'énumérer et de rappeler, dans le préambule, quelles transformations physiques et thermodynamiques le fluide frigorigène subissait lors de son passage à travers les différents organes constitutifs d'une installation frigorifique.

Nous abordons maintenant l'étude du premier organe, c'est-à-dire le compresseur frigorifique. En effet, bien que l'on puisse considérer l'évaporateur comme le centre et l'organe essentiel d'une installation frigorifique – en tant que générateur de froid – le compresseur n'en reste pas moins (avec le détendeur) l'organe mécanique le plus compliqué et le plus délicat de l'installation et ce sera lui qui fera l'objet des vérifications les plus fréquentes et les plus systématiques lors d'une inspection de l'installation.

1.2 Rôle du compresseur

Ce rôle implicitement défini précédemment est d'aspirer les vapeurs produites par la vaporisation du fluide frigorigène dans l'évaporateur à une pression faible correspondant aux conditions de fonctionnement, et de refouler à haute pression ces vapeurs comprimées dans le condenseur afin de permettre leur condensation par refroidissement.

1.3 Différents types de compresseurs

Sur la base de leur principe de fonctionnement, on distingue deux groupes principaux de compresseurs :

- les compresseurs volumétriques ;
- les compresseurs centrifuges.

Toutes les machines qui au moyen de mouvements dans un cylindre aspirent la vapeur, la compriment

et l'envoient dans la tête de cylindre appartiennent à la catégorie des compresseurs volumétriques.

Tous les compresseurs centrifuges appartiennent à la catégorie des compresseurs à impulsion. Les compresseurs mécaniques sont de types très variés, leur évolution n'a pas cessé depuis la naissance de l'industrie frigorifique, et ils évoluent encore, de même que leur conception et leur réalisation.

Afin de résumer l'évolution des compresseurs volumétriques, nous les classerons par type de machine, ce qui nous amène à dresser le tableau synoptique suivant (tableau 1.1 page suivante).

Nous étudierons dans les chapitres qui suivent les compresseurs alternatifs verticaux à carter fermé, les motocompresseurs hermétiques et hermétiques accessibles à pistons ainsi que les compresseurs rotatifs. Certains compresseurs spéciaux à carter ouvert seront signalés et décrits à titre documentaire de même que les compresseurs centrifuges. Un chapitre est également consacré aux compresseurs à vis.

Les compresseurs horizontaux sont les premiers en date dans l'histoire des compresseurs frigorifiques. Machines lentes, lourdes et encombrantes, elles ont laissé la place aux compresseurs verticaux à carter fermé, une évolution primordiale qui a permis d'envisager l'automatisation des installations frigorifiques.

1.4 Grandeurs caractéristiques d'un compresseur

Avant d'aborder la description technologique des compresseurs alternatifs, rotatifs ou centrifuges, il est nécessaire de définir les grandeurs caractéristiques d'un compresseur et d'examiner le fonctionnement de celui-ci. Les grandeurs caractéristiques d'un compresseur sont d'ordre géométrique, mécanique, thermique, qualitatif.

Tableau 1.1 – Classification des compresseurs mécaniques volumétriques.

Type de machine	Conception et construction			Mode de compression
Compresseurs mécaniques alternatifs à pistons	à simple ou double effet	ouverts	verticaux	compression simple ou étagée
	à simple effet	hermétiques accessibles	verticaux	compression simple ou étagée
		hermétiques	verticaux	compression simple ou étagée
Compresseurs mécaniques rotatifs	rotatifs à piston roulant	ouverts	verticaux ou horizontaux	compression simple
	rotatifs à piston tournant	hermétiques accessibles	verticaux ou horizontaux	compression simple
		hermétiques	verticaux ou horizontaux	compression simple
Compresseurs mécaniques à vis	à vis	ouverts	verticaux ou horizontaux	compression simple ou étagée
		hermétiques accessibles	verticaux ou horizontaux	compression simple ou étagée
		hermétiques	verticaux ou horizontaux	compression simple ou étagée
Compresseurs mécaniques à spirales	à spirales	ouverts	verticaux ou horizontaux	compression simple
		hermétiques accessibles	verticaux ou horizontaux	compression simple
		hermétiques	verticaux ou horizontaux	compression simple

1.5 Compresseurs alternatifs

1.5.1 Caractéristiques géométriques

Elles découlent des dimensions mêmes du compresseur, c'est-à-dire du nombre de cylindres, de l'alésage de ceux-ci, de la course des pistons, de la vitesse de rotation. Ce sont :

- la cylindrée C ;
- le débit volume balayé q_{vb} ;
- le débit masse du fluide q_m .

■ Cylindrée C

C'est le volume balayé par les pistons lors de leur course d'aspiration, et ce pendant un tour de l'arbre.

Soit d l'alésage des cylindres (en m), l la course des pistons (en m), N le nombre de cylindres, la valeur de la cylindrée sera donnée en m^3 par la formule :

$$C = \left[\frac{\pi d^2}{4} \times l \times N \right] \quad m^3 \quad (1.1)$$

■ Débit volume balayé q_{vb}

Quelquefois désigné par le terme « volume engendré », il représente le volume balayé par les pistons pendant l'unité de temps. La vitesse de rotation pouvant varier, il est donc nécessaire de préciser pour quelle vitesse de rotation cette valeur est donnée. En effet elle varie proportionnellement à la vitesse de rotation du compresseur.

Les puissances frigorifiques étant exprimées en W, il est logique d'exprimer le volume balayé en m³/s. Nous donnerons toutefois les formules permettant d'exprimer le volume *horaire balayé*.

En reprenant les notations précédemment utilisées pour exprimer la valeur de la cylindrée et en désignant par n la vitesse de rotation en tours par minute du compresseur, la valeur du volume balayé s'exprimera dans les conditions ainsi définies par :

$$q_{vb} = \left[\frac{\pi d^2}{4} \times l \times N \right] \times \frac{n}{60} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (1.2)$$

formule qu'il est possible de simplifier en exprimant le volume balayé en mètres cubes seconde en fonction de la cylindrée :

$$q_{vb} = C \times \frac{n}{60} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (1.3)$$

Remarques

1. L'examen des formules (1.1) à (1.3) montre qu'en fait seule la cylindrée est une grandeur purement géométrique du compresseur, le volume balayé étant lié à la cylindrée mais également à la vitesse de rotation du compresseur, qui est en fait un facteur multiplicateur variable. En effet, nous voyons que pour une cylindrée fixe le volume balayé variera comme le rapport des vitesses si la vitesse de rotation du compresseur passe de n tr/min à n_1 tr/min :

$$q_{vb1} = q_{vb} \times \frac{n_1}{n}$$

2. Si l'on désire exprimer le volume balayé à l'heure (volume horaire balayé) les formules (1.2), (1.3) et (1.4) deviennent alors :

$$q_{vb} = \left[\frac{\pi d^2}{4} \times l \times N \right] \times n \times 60 \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (1.4)$$

$$q_{vb} = C \times n \times 60 \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (1.5)$$

■ Débit volume réellement aspiré q_{va}

$$q_{va} = q_{vb} \times \eta_v$$

avec q_{vb} et q_{va} exprimés dans les mêmes unités (m³/s ou m³/h).

■ Débit masse de fluide frigorigène q_m

Le débit masse de fluide est le nombre de kilogrammes de fluide ayant circulé dans le compresseur pendant l'unité de temps. Le débit masse

dépend des conditions de fonctionnement du compresseur ; il est lié au volume aspiré et au volume massique du fluide frigorigène dans les conditions où celui-ci se présente à l'aspiration du compresseur.

Si nous appelons q_{va} le volume aspiré (en m³/s) et v_a le volume massique du fluide frigorigène l'aspiration (en m³/kg), le débit masse du fluide q_m sera donné par la relation :

$$q_m = \frac{q_{va}}{v_a} \quad \text{kg/s}$$

1.5.2 Caractéristiques mécaniques

Ces caractéristiques découlent du fonctionnement du compresseur et de l'examen du diagramme de fonctionnement. Ce sont :

- la pression moyenne indiquée p_{mi} ;
- le travail indiqué W_i ;
- la puissance indiquée p_i ;
- la puissance effective p_e .

■ Principe de fonctionnement

Nous allons examiner le fonctionnement d'un compresseur que, dans un but de simplification, nous supposons monocylindrique.

Le piston étant à la fin de sa course d'aspiration (point mort bas), le cylindre est totalement rempli de vapeurs à la pression d'aspiration p_0 (figure 1.1). Le piston commence sa course de compression (figure 1.2), les clapets d'aspiration et de refoulement sont fermés, le volume du gaz diminue au fur et à mesure de la montée du piston dans le cylindre et sa pression augmente constamment ; lorsque le piston atteint une position telle que la pression dans le cylindre soit légèrement supérieure à la pression de refoulement p_k (surpression nécessaire pour vaincre l'inertie du clapet), le clapet de refoulement s'ouvre et les vapeurs comprimées s'échappent (figure 1.3) : elles continuent de s'échapper jusqu'à ce que le piston ait atteint le point mort haut (figure 1.4). Nous constatons qu'à ce moment il reste entre le haut du piston et le fond du cylindre un espace rempli de vapeurs à la pression p_k et qui n'est jamais balayé par le piston. Cet espace, appelé *espace neutre* ou encore *espace mort*, est une nécessité mécanique. Il est indispensable à la construction de laisser quelques dixièmes de millimètre

entre la tête de piston au point mort haut et le fond du cylindre afin d'éviter que par suite des jeux nécessaires aux ajustements et – aussi – de la dilatation des pièces en mouvement, le piston ne vienne buter, en fin de course, contre le fond du cylindre. 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 en effet que lorsque la pression des vapeurs contenues dans l'espace entre piston et plaque à clapets sera légèrement inférieure à la pression d'aspiration p_0 (figure 1.5). La nécessité mécanique de réserver cet espace neutre provoque donc un *retard à l'aspiration*, retard provoqué par la détente du volume de vapeur contenu dans cet espace en fin de compression.

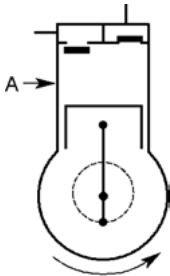


Figure 1.1 – Compresseur (1).

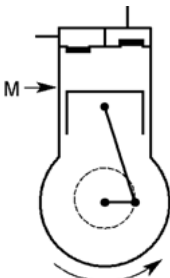


Figure 1.2 – Compresseur (2).

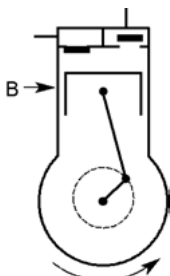


Figure 1.3 – Compresseur (3).

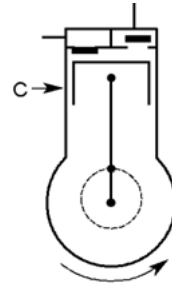


Figure 1.4 – Compresseur (4).

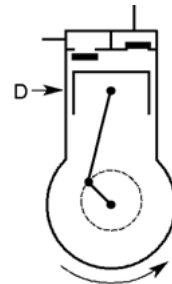


Figure 1.5 – Compresseur (5).

■ Diagramme indiqué

La traduction graphique de ces phénomènes peut facilement être représentée sur un diagramme dit *de Clapeyron*, diagramme sur lequel nous pourrions tracer le graphe des variations de la pression du fluide en fonction de la position du piston dans le cylindre, et ce, pour un tour de l'arbre-manivelle. Nous obtiendrions alors un diagramme fermé (voir figure 1.6) qui aurait pu être tracé à l'aide de l'appareil appelé *indicateur de Watt*. De l'utilisation de cet appareil (ou d'appareils similaires modernes) découlent d'ailleurs les termes *travail indiqué* et *puissance indiquée*.

■ Pression moyenne indiquée p_{mi}

C'est la pression moyenne qui aurait régné dans le cylindre pendant un tour de l'arbre manivelle et déduite de l'examen du diagramme indiqué.

■ Travail indiqué W_i

Travail des forces de pression : pour mouvoir le piston et faire passer les vapeurs de la pression d'aspiration p_0 à la pression de refoulement p_k il faut faire agir une force pendant la course de

compression. Cet effort répété à chaque tour de l'arbre manivelle nous conduira à la notion de travail indiqué car le point d'application de cette force F se déplacera à chaque compression d'une longueur égale à la course du piston l .

Nous aurons donc :

$$W_i = F l$$

Or, la force que nous devons développer est variable durant toute la course de compression car elle doit vaincre à chaque instant la force exercée par le fluide comprimé qui agit par sa pression instantanée p' sur la surface A du piston. La valeur instantanée de cette force est :

$$F = p' A$$

cette pression p' étant à tout instant la différence entre la pression absolue p du fluide et la pression régnant derrière le piston, c'est-à-dire la pression d'aspiration p_0 exprimée en valeur absolue également :

$$p' = (p - p_0)$$

Considérons un déplacement élémentaire dl tel que (figure 1.6) :

$$dl = l_2 - l_1$$

dl étant infiniment petit de telle sorte que pendant ce déplacement il nous soit possible de considérer la pression $p_f = (p - p_0)$ comme constante, le travail élémentaire correspondant sera (figure 1.6) :

$$dW = p' A dl$$

$$dW = p' A [l_2 - l_1] = \text{aire } 1, l_2, l_1, 2$$

En calculant ainsi de proche en proche la surface d'une infinité de petits rectangles juxtaposés et similaires à 1, l_2 , l_1 , 2 depuis le point A jusqu'au point C, nous aurons évalué le travail W_i , c'est-à-dire la surface ABCDA, en effectuant ce que l'on appelle en mathématiques la *somme intégrale des travaux élémentaires*. Pour ce faire, il nous faudrait connaître l'équation de la courbe de compression et procéder par intégration à l'évaluation de l'aire ABCDA. Nous allons en fait utiliser un procédé graphique plus simple.

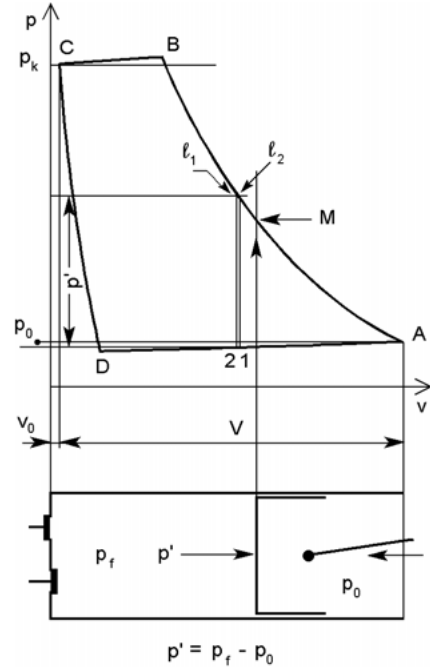


Figure 1.6 – Diagramme de Clapeyron.

Soit A la surface du diagramme ABCDA (figure 1.7), il nous est possible de construire un rectangle JKLM ayant pour base la longueur du diagramme et une hauteur telle que nous puissions écrire :

$$\text{aire ABCDA} = \text{aire JKLM} = W_i \quad (1.6)$$

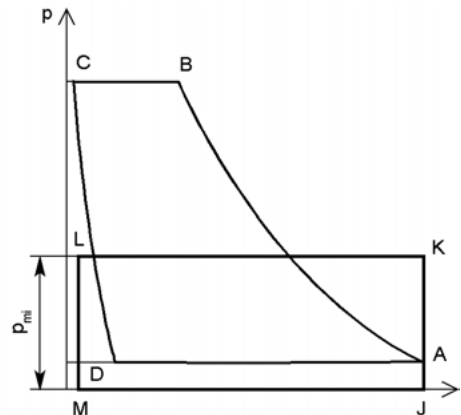


Figure 1.7 – Définition de p_{mi} .

L'aire JKLM représentera donc un travail identique à celui représenté par l'aire ABCDA mais résultant de l'action d'une pression constante de valeur :

$$p_{mi} = JK$$

c'est-à-dire la pression moyenne indiquée.

Connaissant la base de notre rectangle $JM = AC$, il suffira de déterminer JK pour pouvoir calculer très facilement W_i

■ Évaluation de p_{mi}

La détermination de p_{mi} peut être faite très simplement avec une bonne approximation en découpant la longueur AC en un certain nombre de tranches d'égale largeur (10 par exemple) qui déterminent des trapèzes curvilignes tels que a-b-c-d et en mesurant pour chacun d'eux la valeur moyenne de p' par tranche. La valeur de p_{mi} sera la moyenne arithmétique de l'ensemble de ces valeurs (figure 1.8).

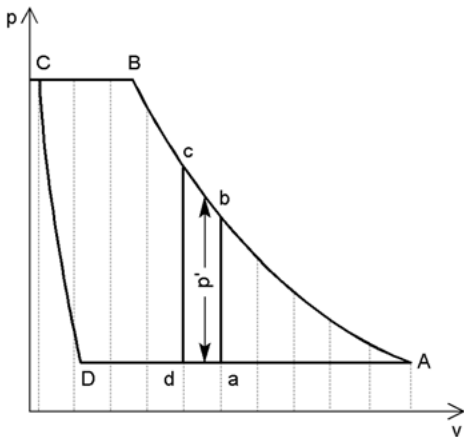


Figure 1.8 – Évaluation de p_{mi}

Nous aurons donc, si nous avons 10 tranches :

$$p_{mi} = \frac{p'_1 + p'_2 + \dots + p'_9 + p'_{10}}{10}$$

L'égalité (1.6) nous permet d'évaluer ainsi le travail indiqué pour 1 tour et pour 1 cylindre :

$$W_i = p_{mi} A l \quad (1.7)$$

et pour N cylindres :

$$W_i = p_{mi} A l N \quad (1.8)$$

■ Puissance indiquée P_i

Si le compresseur tourne à n tr/min, la puissance indiquée correspondra au travail effectué pendant 1 seconde, soit :

$$P_i = W_i \times \frac{n}{60}$$

En exprimant p_{mi} en bars, A en cm^2 , l en m et n en tr/min, la puissance indiquée P_i sera donnée en kW pour un cylindre par la formule :

$$P_i = \frac{p_{mi} A l n}{60 \times 10^2} \quad \text{kW} \quad (1.9)$$

Pour N cylindres, nous aurons :

$$P_i = \frac{p_{mi} A l n N}{60 \times 10^2} \quad \text{kW} \quad (1.10)$$

■ Puissance effective P_e

La puissance effective du compresseur, c'est-à-dire la puissance à fournir sur l'arbre du compresseur, est nécessairement supérieure à P_i du fait des frottements intervenant dans les pièces en mouvement. Nous aurons donc toujours :

$$P_e > P_i$$

Nous définirons au paragraphe 1.5.4 (caractéristiques qualitatives) la valeur et l'importance du rapport :

$$\eta_m = P_i / P_e$$

Si :

- v_a est le volume massique des vapeurs à l'aspiration, en m^3/kg ,
- h_{2s} l'enthalpie en fin de compression adiabatique, en kJ/kg ,
- h_1 l'enthalpie en début de compression adiabatique, en kJ/kg ,
- η_v le rendement volumétrique,
- η_i le rendement indiqué,
- η_m le rendement mécanique,
- q_{va} le débit volumique aspiré, en m^3/s ,

nous obtiendrons :

$$P_{th} = \frac{q_{va}}{v_a} \times (h_{2s} - h_1) \quad \text{kW}$$

$$P_{th} = q_m (h_{2s} - h_i) \quad \text{kW}$$

et la puissance à fournir sur l'arbre sera égale à :

$$P_e = \frac{P_{th}}{\eta_i \times \eta_m} \quad \text{kW}$$

1.5.3 Caractéristiques thermiques

- Puissance frigorifique brute Φ_0
- Production frigorifique massique q_{0m}
- Production frigorifique rapportée au m^3 aspiré q_{0v}

■ Puissance frigorifique brute Φ_{0b}

La première des caractéristiques thermiques d'un compresseur est la puissance frigorifique qu'il est capable de développer. Cette puissance est fonction, d'une part, des caractéristiques géométriques du compresseur (volume balayé V), mais dépend également des caractéristiques physiques du fluide frigorigène utilisé, des conditions de températures et de pression entre lesquelles évolue le fluide (températures d'aspiration, de condensation et d'admission au détendeur) ainsi que du rendement volumétrique du compresseur qui conditionne le volume réellement aspiré par le compresseur. Cette

puissance frigorifique s'exprime en watts (ou kilowatts) :

$$\Phi_{0b} \quad \text{W ou kW}$$

■ Production frigorifique massique q_{0m}

La puissance frigorifique brute de la machine étant Φ_{0b} (W) et le débit masse de fluide frigorigène q_m (kg/s), la puissance frigorifique massique aura pour valeur :

$$q_{0m} = \frac{\Phi_{0b}}{q_m} \quad \text{W/kg}$$

■ Production frigorifique rapportée au m^3 q_{0v}

La production frigorifique rapportée au m^3 représente la quantité de chaleur absorbée par mètre cube aspiré au compresseur. Elle s'exprime en joules par mètre cube, ou plus souvent en kilojoules par mètre cube :

$$q_{0v} \quad \text{J/m}^3 \text{ ou kJ/m}^3$$

et est appelée *production spécifique rapportée au mètre cube aspiré*.

Le tableau 1.2 donne les productions frigorifiques volumétriques pour le R717 (ammoniac), pour des températures d'aspiration comprises entre -50 et $+5$ °C et des températures d'admission du liquide au détendeur θ_d comprises entre $+15$ et $+30$ °C.

Tableau 1.2 – Productions frigorifiques volumétriques (en kJ/m³) pour le fluide frigorigène R717 (ammoniac).

Température d'évaporation θ_0 (°C)	Température d'admission au détendeur θ_d (°C)			
	+ 15	+ 20	+ 25	+ 30
– 50	425,2	417,7	408,5	329,2
– 45	562,5	550,3	538,2	526
– 40	739,8	717,3	701,8	686,3
– 35	941,2	922	902,3	882,2
– 30	1 196	1 171,4	1 146,7	1 121,6

Tableau 1.2 (suite) – Productions frigorifiques volumétriques (en kJ/m³) pour le fluide frigorigène R717 (ammoniac).

Température d'évaporation θ_0 (°C)	Température d'admission au détendeur θ_d (°C)			
	+ 15	+ 20	+ 25	+ 30
– 25	1 503,3	1 472,3	1 441,3	1 410,3
– 20	1 870,7	1 823,6	1 794,5	1 755,6
– 15	2 306,8	2 260,3	2 213,4	2 166,2
– 10	2 820,3	2 763,3	2 706,4	2 649
– 5	3 419	3 351	3 281,9	3 212,8
0	4 114,3	4 032,2	3 949,8	3 867
+ 5	4 917,4	4 819,4	4 721,5	4 622,8

1.5.4 Caractéristiques qualitatives

- Coefficient de performance ε
- Rendement volumétrique η_v
- Taux de compression τ
- Rendement mécanique η_m
- Rendement indiqué η_i

■ Coefficient de performance ε

Dans un moteur thermique, le rendement caractérise l'économie fonctionnelle, et on a par analogie introduit dans l'étude des machines frigorifiques le rapport de la recette (froid ou chaud produit) à la dépense (puissance fournie pour obtenir ce résultat). La valeur de ce rapport (toujours supérieur à 1) permet de caractériser l'efficacité de la machine frigorifique :

$$\varepsilon_f = \frac{\Phi_0}{P} \quad \text{ou} \quad \varepsilon_c = \frac{\Phi_k}{P}$$

■ Rendement volumétrique η_v

L'examen du diagramme indiqué (figure 1.6) nous montre que la nécessité de ménager un espace neutre provoque un retard à l'aspiration puisque ce n'est qu'en D que commence la course utile du

piston. Le volume réellement aspiré sera donc représenté par DA (V_u).

Si nous rapportons ce volume réellement aspiré à celui qu'il serait théoriquement possible d'aspirer, soit CA (V), la valeur η_v de ce rapport définira le rendement volumétrique du compresseur :

$$\eta_v = \frac{DA}{CA} = \frac{V_u}{V}$$

Pour un compresseur de course donnée, donc de volume V donné, le rendement volumétrique dépend de deux facteurs distincts :

- un *facteur mécanique* : importance relative de l'espace mort par rapport à la course ;
- un *facteur pressostatique* : importance du rapport des pressions absolues de refoulement et d'aspiration (taux de compression).

La position de D dépend de l'importance de l'espace mort V_0 . En effet, si le point C était en C_1 (augmentation de l'espace mort due à une course plus faible du piston), la courbe de détente serait alors C_1D_1 et la position de D_1 par rapport à D nous montre que le volume utile V_0 aspiré est alors inférieur à DA :

$$\eta_{v1} = \frac{V_{u1}}{V} < \eta_v$$

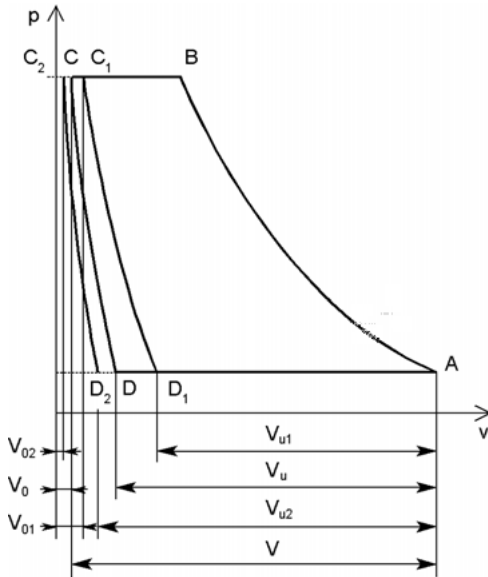


Figure 1.9 – Influence du facteur mécanique.

Si, par contre, le point C était venu en C_2 (diminution de l'espace mort due à une course plus longue du piston), nous aurions eu un déplacement de D en D_2 vers la gauche du diagramme, soit une augmentation du volume utile aspiré V_{u2} , le rendement volumétrique aurait alors été (figure 1.9) :

$$\eta_{v2} = \frac{V_{u2}}{V} < \eta_v$$

Si au lieu de faire travailler le compresseur entre les pressions p_0 et p_k nous avons eu en fin de compression une pression p_{k3} supérieure à p_k tout en conservant le même espace mort, le point C serait venu en C_3 et la courbe de détente eût été C_3D_3 . Le point D_3 venant à droite de D, nous aurions eu diminution du rendement volumétrique car (figure 1.10) :

$$\eta_{v3} = \frac{V_{u3}}{V} < \eta_v$$

Inversement, un abaissement de pression p_{k4} eût amené C en C_4 , D en D_4 et nous aurions eu augmentation de η_v car :

$$\eta_{v4} = \frac{V_{u4}}{V} < \eta_v$$

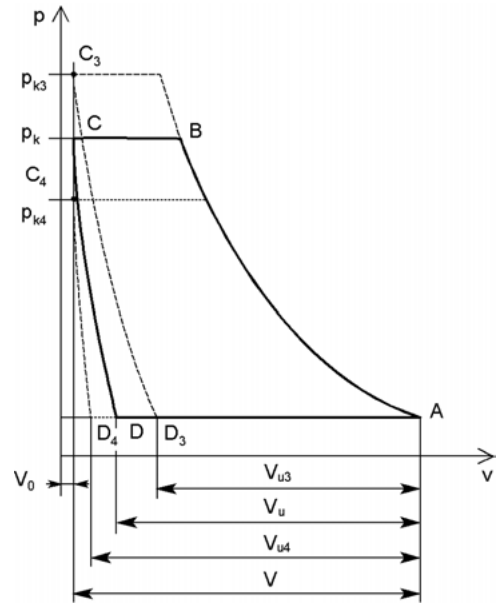


Figure 1.10 – Influence du facteur pressostatique.

En conclusion, une augmentation d'espace mort diminue le rendement volumétrique d'un compresseur. L'augmentation de l'écart entre les pressions de refoulement et d'aspiration diminue le rendement volumétrique.

On démontre que le rendement volumétrique varie en sens inverse de la valeur du rapport :

$$\frac{p_r}{p_a}$$

■ Taux de compression τ

On appelle *taux de compression* la valeur du rapport p_r/p_a des pressions absolues de refoulement et d'aspiration :

$$\tau = \frac{p_r}{p_a}$$

avec p_a et p_r en pression absolue

■ Rendement mécanique η_m

On appelle *rendement mécanique* d'un compresseur η_m la valeur du rapport de la puissance indiquée à la puissance effective fournie sur l'arbre du compresseur :

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_e}$$

■ Rendement indiqué η_i

C'est par définition la valeur du rapport de la puissance théorique de compression à la puissance indiquée :

$$\eta_i = \frac{P_{th}}{P_i}$$

1.6 Compresseurs rotatifs

1.6.1 Caractéristiques géométriques

Elles découlent pour les compresseurs rotatifs, des dimensions géométriques du compresseur, c'est-à-dire du diamètre du stator, de celui du rotor, de la longueur du rotor et du stator et du nombre de cellules formées entre stator et rotor.

■ Cylindrée C

Déterminons la cylindrée du compresseur qui a pour valeur l'espace balayé par la palette pour un tour de rotor pour un compresseur monocellulaire. Si nous désignons par D l'alésage du stator (en m), d le diamètre du rotor (en m), l la longueur commune du stator et du rotor (en m), la cylindrée aura pour valeur :

$$C = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \times l \quad \text{m}^3$$

À cette valeur il faudrait, pour être parfaitement exact, retrancher le volume occupé par la palette.

■ Débit volume balayé q_{vb}

Pour une vitesse de rotation de n tr/min, le débit volume balayé a pour valeur :

$$q_{vb} = C \times \frac{n}{60} \quad \text{m}^3/\text{s}$$

soit

$$q_{vb} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \times l \times n \times 3\,600 \quad \text{m}^3/\text{h}$$

■ Débit masse q_m

Il a la même expression que pour les compresseurs alternatifs :

$$q_m = \frac{q_{vb}}{v_a} \quad \text{kg/s}$$

1.6.2 Caractéristiques mécaniques

La compression du fluide s'effectuant de façon similaire dans les compresseurs rotatifs et dans les compresseurs alternatifs, les mêmes méthodes de détermination des grandeurs mécaniques pourront être adoptées et conduiront, bien sûr, à des résultats semblables.

1.6.3 Caractéristiques thermiques

Ce sont les mêmes que celles définies précédemment pour les compresseurs alternatifs. Elles s'expriment par les mêmes formules.

1.6.4 Caractéristiques qualitatives

Nous retrouvons les mêmes caractéristiques que pour les compresseurs alternatifs, toutefois la notion d'espace neutre et l'influence de ce dernier sur la valeur du rendement volumétrique du compresseur sont moins évidentes que dans le cas des compresseurs alternatifs.

1.7 Compresseurs à vis

1.7.1 Caractéristiques géométriques

Elles sont fonction du diamètre des rotors et de leur longueur pour les compresseurs birotors (les diamètres des rotors mâle et femelle peuvent être différents).

■ Cylindrée C

La *cylindrée*, bien que les compresseurs à vis ne puissent être assimilés à un cylindre au sens mathématique du terme, peut se définir à partir des caractéristiques géométriques. Celles-ci sont énumérées ci-dessous.

Compresseurs birotors :

- Diamètre des rotors : d_1 et d_2 en m (avec $d_1 = d_2$ ou $d_1 \neq d_2$).
- Longueur des rotors : l en m.

Cette cylindrée a pour valeur :

$$C = d_1^2 l \quad \text{m}^3$$

Dans le cas de compresseurs birotors à diamètres inégaux, d_1 représente le diamètre du plus grand rotor.

■ Débit volume balayé q_{vb}

Dans le calcul du volume balayé, outre les dimensions géométriques du compresseur interviennent :

- la vitesse de rotation n , en tr/min,
- une constante A pour les birotors (cette « constante » dont la valeur varie légèrement avec le diamètre du rotor est spécifique de la machine et est fonction de l'angle d'enroulement de la vis et de la forme des lobes),
- le rapport l/d de la longueur du rotor à son diamètre.

Le calcul du volume balayé a donc pour expression, pour les compresseurs birotors, avec d en m :

$$q_{vb} = A d^3 \times \frac{l}{d} \times \frac{n}{60} \quad \text{m}^3/\text{s}$$

ou

$$q_{vb} = A d^3 \times \frac{l}{d} \times n \times 3\,600 \quad \text{m}^3/\text{h}^1$$

■ Débit volume aspiré q_{va}

Quel que soit le type du compresseur, nous aurons bien évidemment :

$$q_{va} = q_{vb} \eta_v$$

avec q_{vb} et q_{va} exprimés dans les mêmes unités.

1.7.2 Caractéristiques mécaniques

Vitesse périphérique :

$$u = \pi d \frac{n}{60} \quad \text{m}^3/\text{s}$$

1.7.3 Caractéristiques thermiques

Elles sont similaires à celles définies plus avant pour les compresseurs alternatifs ou rotatifs. Elles s'expriment de façon identique en fonction du régime de marche.

1.7.4 Caractéristiques qualitatives

Ce sont les mêmes que pour les compresseurs précédemment étudiés, toutefois la notion d'espace mort pour les compresseurs alternatifs est remplacée par la notion de rapport interne v_i qui est le rapport de la section d'aspiration à la section de refoulement.

1.8 Compresseurs centrifuges

Les caractéristiques définies pour les compresseurs alternatifs, rotatifs et les hélico-compresseurs ne peuvent l'être en totalité pour les compresseurs centrifuges. Toutefois les caractéristiques mécaniques, thermiques et qualitatives le sont.

1. La longueur du rotor étant fonction de la position du tiroir de réduction de puissance, l représente dans cette formule la longueur totale du rotor.