

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Abderrahmane Mira de Bejaia



Faculté de Technologie

Département de Génie électrique

Mémoire Présenté en vue de l'obtention du diplôme de Master en électromécanique

Option : électromécanique

Thème :

Etude et automatisation d'un compresseur Bitzer d'une installation frigorifique de la margarinerie CO-GB La belle Bejaia

Réalisé par :

Mr. GASSA Abdelghani

Mr. YAHIAOUI Fayçal

Encadré par :

Mr. ALKAMA Rezak

Mr. HOCINI Sofiane

Membres de jury:

Mr. Y.MEBARKI

Mr. A. AMRI

Président

Examineur

Promotion
2017/2018

REMERCIEMENTS

Nous remercions Dieu tout puissant, qui nous a protégé, et nous a donné la force de faire ce travail.

Nous tenons à remercier dans un premier temps, toute l'équipe pédagogique de l'université de Bejaïa et les intervenants professionnels, responsables de la formation Electromécanique.

Nous voudrions également remercier le service de maintenance de CO-GB LABELLE, pour nous avoir près en charge lors de notre stage, pour leur générosité, leur encouragement et leur suivi attentif, dans la réalisation de ce travail. C'est avec un réel plaisir que nous avons effectué ce travail sous leur direction.

Nous tenons bien évidemment, à remercier nos promoteurs Mr ALKAMA REZAK et Mr HOCINI SOFIANE ainsi que Mr KAWLES MAHMOUD pour nous avoir encadrés pendant toute la période de confection de ce mémoire.

Enfin, nous remercions nos deux familles, parents, frères et Sœurs, pour la confiance et le soutien qu'ils nous ont accordés.

Et merci à tous ceux qui ont contribué, de près ou de loin, à la réalisation de notre projet.

DEDICACE

Je dédie ce modeste travail aux personnes les plus importantes à mes yeux :

Ma famille qui m'a toujours soutenue, à mes amis Smail, Adel, Hani, Massi, Abdelmadjid, Medane, Noureddine, Kamel, Cherif et à tous mes camarades de la promotion génie électrique tout particulièrement ceux de l'option électromécanique ainsi que toute personne ayant contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce travail.

Et surtout à mon frère et mon binôme Gassa Abdelghani.

Fayçal

DEDICACE

Je dédie ce modeste travail aux personnes les plus importantes à mes yeux :

À ma chère mère, à mon cher père, qui m'ont soutenus et encouragés durant toutes mes études et nulle chose ne récompensera leurs sacrifices. Que dieu les garde pour moi.

À mes amis Smail, Adel, Hani, Massi, Abdelmadjid, Kamel, Cherif, Meziane, Yanis, et à tous mes camarades de la promotion génie électrique tout particulièrement ceux de l'option électromécanique ainsi que toute personne ayant contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce travail.

Et surtout à mon binôme Yahiaoui Fayçal.

Abdelghani

Liste des figures

Figure I.1: Eléments composant une installation frigorifique ordinaire.	4
Figure I.2: Vue tranchée d'un compresseur alternatif à deux pistons.	5
Figure I.3: Vue tranchée d'un compresseur à spirales.	6
Figure I.4: Vue tranchée d'un compresseur à vis.	6
Figure I.5: condenseur à air.	8
Figure I.6: Constitution du détendeur thermostatique à égalisation de pression externe.	9
Figure I.7: Constitution (à gauche) et principe de commande (à droite) de pressostat basse pression.	12
Figure I.8: diagramme de Rankine (ou diagramme entropique).	15
Figure I.9: Cycle de réfrigération théorique (à droite) et réel (à gauche) dans le diagramme T-S.	16
Figure I.10: Cycle idéal de Carnot.	16
Figure I.11: Diagramme enthalpique (ou diagramme des frigoristes).	17
Figure I.12: Cycle de fonctionnement théorique.	18
Figure I.13: Cycle de fonctionnement pratique.	19
Figure I.14: Tracé de cycle de fonctionnement sur le diagramme enthalpique.	22
Figure II. 1: Corps de compresseur.	26
Figure II. 2: Vilebrequin.	26
Figure II. 3: Piston.	27
Figure II. 4: Emplacement de l'axe de piston.	28
Figure II. 5: Segment d'étanchéité (à gauche) et segment racleur (à droite).	29
Figure II. 6: Composition d'une bielle.	29
Figure II. 7: Plaque à clapet complète de compresseur.	30
Figure II. 8: Construction de régulateur de puissance.	31
Figure II. 9: Vanne d'arrêt.	31
Figure II. 10: Principe de fonctionnement des robinets.	32
Figure II. 11: Principe de fonctionnement d'un compresseur à pistons.	32
Figure II. 12: Cycle théorique à volume mort nul.	33
Figure II. 13: Cycle théorique a volume mort non nul.	34
Figure II. 14: cycle de compression réel.	35
Figure II. 15: Caractéristiques géométriques de compresseur.	35
Figure II. 16: Schéma de principe d'une pompe à huile.	46
Figure II. 17: Schéma de principe illustrant le cheminement d'huile dans le compresseur.	47
Figure II. 18: Schéma de raccordement électrique de pressostat différentiel d'huile.	48
Figure II. 19: Limites d'utilisation de compresseur.	48
Figure II. 20: Stator et rotor de moteur électrique.	49
Figure II. 21: Représentation des enroulements statoriques et rotoriques.	50
Figure II. 22: Schéma de bobinage du stator et de contacteur du moteur.	54
Figure II. 23: Caractéristique du courant de démarrage ((PW1: bobinage 1)/(PW2: bobinage 2))	54
Figure III. 1: Schéma de tirage au vide automatique.	56
Figure III. 2: Schéma tirage au vide unique.	56
Figure III. 3: Configuration modulaire de notre programme.	58
Figure III. 4: L'interface MPI sur Step 7.	58
Figure III. 5: Schéma ladder de relais auxiliaire « K4 » de contacteur du bobinage PW1.	59
Figure III. 6: Schéma ladder de voyant défaut excès de température « L0 ».	59
Figure III. 7: Schéma ladder de contacteur « K1 » de bobinage PW1.	60

Figure III. 8: Schéma ladder de voyant de mise en marche « L1 »	60
Figure III. 9: Schéma ladder de contacteur « K2 » de bobinage PW2.....	61
Figure III. 10: Schéma ladder d'électrovanne « Y1 » de la conduite liquide	61
Figure III. 11: La mise à l'échelle analogique de capteur de la basse pression	62
Figure III. 12: Comparaison de la mesure de basse pression à la consigne	62
Figure III. 13: La mise en un ou zéro de la basse pression de régulation	63
Figure III. 14: Schéma ladder de voyant défaut de basse pression « L2 »	63
Figure III. 15: La mise à l'échelle analogique de capteur de la haute pression	64
Figure III. 16: Comparaison de la mesure de haute pression à la consigne	64
Figure III. 17: Schéma ladder de voyant défaut basse pression « L3 »	64
Figure III. 18: La mise à l'échelle analogique de capteur de la pression d'huile	65
Figure III. 19: Comparaison de la mesure de la pression d'huile à la consigne	65
Figure III. 20: Schéma ladder de voyant défaut pression d'huile « L4 »	66
Figure III. 21: La mise à l'échelle analogique de capteur de température.....	66
Figure III. 22: La mise en un ou zéro de dispositif de commande	67
Figure III. 23: Schéma ladder de résistance du carter « RC »	67
Figure III. 24: Table des mnémoniques du programme.....	68
Figure III. 25: Interface de simulation PLCSIM	68
Figure III. 26: Bloc de données de notre programme	69
Figure III. 27: Pupitre des mesures et des voyants	70
Figure III. 28: Vue de circuit frigorifique sur Win CC.....	71

Table des matières

INTRODUCTION GENERALE :	1
<u>CHAPITRE I</u>	
I.1 INTRODUCTION :	2
I.2 PRESENTATION DE L'ENTREPRISE CO.G.B LA BELLE :	2
I.2.1 Moyens de l'entreprise :	2
I.2.2 DEPARTEMENT PRODUCTION :	3
I.2.3 L'UNITE DE MARGARINERIE :	3
I.3 LES ELEMENTS D'UNE INSTALLATION FRIGORIFIQUE :	4
I.3.1 ELEMENTS DE BASE :	5
I.3.1.1 Compresseur :	5
I.3.1.2 Types de compresseurs utilisés en froid :	5
I.3.1.3 Association moteur-compresseur :	7
I.3.1.4 Condenseur :	7
I.3.1.5 Détendeur :	9
I.3.1.6 Evaporateur :	10
I.3.2 ELEMENT DE PROTECTION ET DE REGULATIONS :	10
I.3.2.1 Les filtres :	10
I.3.2.2 Protection anti-bruit et anti-vibrations :	11
I.3.2.3 Eléments de sécurité :	12
I.3.2.4 Les éléments d'indications :	13
I.4 LE FLUIDE FRIGORIGENE :	13
I.4.1 LES SUBSTANCES INORGANIQUES PURES :	14
I.4.2 LES HYDROCARBURES :	14
I.4.3 LES HYDROCARBURES HALOGENES :	14
I.4.4 LES AUTRES PRODUITS :	15
I.5 CYCLE FRIGORIFIQUE :	15
I.5.1 DIAGRAMMES ENTROPIQUES :	15
I.5.2 DIAGRAMME ENTHALPIQUE (OU DIAGRAMME DE MOLLIER DES FRIGORISTES) : [6]	17
I.5.2.1 Cycle théorique :	18
I.5.2.2 Cycle réel (ou pratique) :	18
I.5.2.3 Détermination de la puissance frigorifique et la puissance absorbée :	19
I.6 CARACTERISTIQUES ET DIAGNOSTIC ENERGETIQUE DE L'INSTALLATION FRIGORIFIQUE :	21
I.6.1 DESCRIPTION TECHNIQUE DE L'INSTALLATION :	21
I.6.2 TRACE DU CYCLE FONCTIONNEL DE L'INSTALLATION :	21
I.6.3 BILAN DU DETENDEUR :	23
I.6.4 BILAN DE L'EVAPORATEUR :	23
I.6.5 BILAN DU COMPRESSEUR :	23
I.6.6 BILAN DU CONDENSEUR :	24

I. 6.7 RENDEMENT DE L'INSTALLATION :	24
--	----

CHAPITRE II

II.1 INTRODUCTION :	25
II.2 DESCRIPTION DU COMPRESSEUR :	25
II.3 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE COMPRESSEUR :	32
II.4 CYCLE DU COMPRESSEUR :	33
II.4.1 REPRESENTATION DE CYCLE DU COMPRESSEUR DANS LE DIAGRAMME DE CLAPEYRON :	33
II.4.2 CYCLE THEORIQUE :	33
II.4.3 CYCLE REEL :	35
II.4.4 CARACTERISTIQUES GEOMETRIQUES :	35
II.4.5 CARACTERISTIQUES THERMIQUES :	36
II.4.6 RELATIONS ENTRE LES RENDEMENTS ASSOCIES A LA COMPRESSION D'UNE VAPEUR : ..	37
II.4.7 TRAVAIL DE PISTON AU COURS DU CYCLE ET LA PUISSANCE DE LA MACHINE :	40
II.4.8 DIAGNOSTIC ET RESULTATS :	43
II.5 PERTES ENERGETIQUES :	44
II.6 LUBRIFICATION DU COMPRESSEUR :	45
II.6.1 TYPE DE LUBRIFIANT :	45
II.6.2 DISPOSITIF DE LUBRIFICATION :	46
II.6.3 CHEMINEMENT D'HUILE DANS LE COMPRESSEUR :	46
II.6.4 PRESSOSTATS DIFFERENTIELS D'HUILE :	47
II.7 LIMITES D'UTILISATION DE COMPRESSEUR :	48
II.8 MOTEUR D'ENTRAINEMENT :	49
II.8.1 CARACTERISTIQUE DU MOTEUR :	49
II.8.2 MODELISATION DU MOTEUR ELECTRIQUE :	50
II.8.3 MODE DE DEMARRAGE DU MOTEUR ELECTRIQUE :	53
II.8.4 CONSTRUCTION DU MOTEUR :	53
II.8.5 CARACTERISTIQUES SPECIALES POUR LES MOTEUR BITZER :	54
II.9 CONCLUSION :	54

CHAPITRE III

III.1 INTRODUCTION :	55
III.2 TYPE DE REGULATION EXISTANTE EN FROID :	55
III.2.1 REGULATION THERMOSTATIQUE :	55
III.2.2 SYSTEME DE REGULATION TIRAGE AU VIDE OU « POMP-DOWN » :	56

III.3 LOGICIEL PROGRAMMABLE « STEP 7 » :	57
III.3.1 GAMME DE MODULES :	57
III.3.2 INTERFACE DE PROGRAMMATION MPI :	58
III.3.3 PROGRAMMES DANS UNE CPU :	59
III.3.4 TABLE DES MNEMONIQUES :	67
III.3.5 TEST AVEC LE PROGRAMME DE SIMULATION S7-PLCSIM (LOGICIEL OPTIONNEL) : ...	68
III.3.6 CREATION DU BLOC DE DONNEES :	69
III.4 SUPERVISION SOUS LOGICIEL WIN CC :	69
III.5 CONCLUSION :	71
CONCLUSION GENERALE :	72
BIBLIOGRAPHIE	
ANNEXE	

Introduction générale

Le froid artificiel est associé à la plupart de nos activités : alimentation, ambiance des logements et lieux de travail, déplacements, loisirs, santé... C'est dans le domaine alimentaire que le froid occupe une place prépondérante car il permet de limiter les gaspillages, prolonger la durée de conservation des produits, ou bien joue un rôle très important dans la production elle-même, ce qui permet un élargissement des échanges.

Ceci résulte notamment de la miniaturisation des installations, possible à partir des années 1935-1950 par le développement des chlorofluorocarbures (CFC), qui a mis à notre portée réfrigérateurs, congélateurs, climatiseurs domestiques et automobiles, etc. Cette explosion des petits équipements n'enlève rien à l'importance ni aux merveilleuses évolutions de ces machines frigorifiques industrielles qui, cachées au grand public, contribuent à la conservation ou à la préparation des aliments, permettent de produire de l'eau glacée pour les procédés ou la maîtrise des ambiances.

Le travail que nous allons présenter a été effectué lors d'un stage à la CO-GB Labelle (service margarinerie), qui est l'une des entreprises les plus dynamiques de la wilaya de Bejaia.

L'unité de production de la margarine a besoin d'être gardée sous une température voisine de quinze degrés Celsius. Cette dernière est obtenue suivant un certain débit de gaz fourni à l'aide d'un compresseur frigorifique à huit pistons dit « Bitzer ».

Le compresseur frigorifique est un dispositif qui sert à comprimer le gaz (fluide frigorigène), il permet dans un cycle compression-détente de produire un transfert de chaleur d'un côté à l'autre d'un circuit frigorifique dans un cycle dit thermodynamique. En effet, lorsque l'on comprime un gaz, il chauffe, et à l'inverse lorsqu'il se détend, sa température s'abaisse, d'où la production de froid, le changement d'état s'effectuant sur un fluide dit frigorigène.

Les commandes et l'automatisation du compresseur permet de gérer facilement notre système afin d'améliorer sa fiabilité et son efficacité. Dans ce qui suit, nous allons proposer une automatisation du compresseur en partant du circuit commande du compresseur et de l'analyse fonctionnelle de notre système.

Dans ce sens, notre travail est organisé en trois chapitres :

- Le chapitre I est consacré à la présentation de l'entreprise d'accueil et à la définition des différents éléments de l'installation frigorifique ainsi que son mode de fonctionnement.
- Le chapitre II traite de l'étude faite sur le compresseur « Bitzer »
- Le chapitre III est dédié à l'automatisation et la commande du compresseur sous l'invite des deux logiciels Step7 et Win CC.

Chapitre I : Description de l'installation frigorifique

I.1 Introduction :

Dans ce chapitre nous allons présenter l'entreprise CO.G.B LA Belle, décrire les différents éléments de l'installation frigorifique avec le fluide frigorigène, les diagrammes utilisés dans le domaine du froid et le bilan énergétique.

I.2 Présentation de l'entreprise CO.G.B LA Belle :

CO.G.B la Belle est une société de droit algérien créée par acte notarié établi le 14/05/2006. Elle est juridiquement une SPA avec un capital de 1000 000 000 DA avec une répartition de : 70% pour la Belle et 30% pour le groupe CO.G.B. Son historique se résume comme suit :

Début de XX^e siècle : Extraction de l'huile de grignon d'olive et fabrication de savon à base d'huile de grignon par la SIAN (société industrielle de l'Afrique du nord).

1940 : Raffinage d'huile de Colza et de tournesol, fabrication de savon de première qualité.

1953 : Fabrication du savon de ménage " Mon savon "

1966 : Conditionnement du savon de ménage en morceaux de 450 Gr.

1973 : Acquisition d'une saponification en continu.

1974 : Nationalisation de la SAIN, naissance de SOGEDIA (société de gestion et de développement des industries alimentaires).

1978 : Démarrage de la saponification en continu.

1982 : Restructuration, création de l'ENCG (Entreprise Nationale des Corps Gras).

1988 : démarrage du nouveau complexe des corps gras.

1990 : Fabrication du produit végétal aromatisé et de la graisse végétale aromatisée.

1997 : Filialisation, naissance de CO.G.B.

1999 : Fabrication des margarines de table, pâtisserie et feuilletage.

L'entreprise des corps gras de Bejaia (CO.G.B) est implémentée dans la zone industrielle à Iheddaden (Bejaia). Elle s'étend sur une surface de 108800 m² dont 56500 m² couvertes. L'unité est composée d'une raffinerie d'huile pour une production de 400 tonnes/jour, d'une savonnerie, d'un conditionnement d'huile et d'une margarinerie pour une production de 80 tonnes/jour.

I.2.1.1 Moyens de l'entreprise :

CO.G.B la Belle dispose des moyens matériels qui peuvent se résumer comme suit :

- Nature des moyens : raffinerie, savonnerie, margarinerie et hydrogénation
- Origine des moyens : Europe, Canada.

Chapitre I : Description de l'installation frigorifique

- Les différentes machines utilisées dans la production : les souffleuses, les convoyeurs à air rafale, les remplisseuses, bouchonneuses, déviateur de bouteilles, fardeleuse, encartonneuse, palettiseur, banderoleuses.

Les investissements réalisés par l'entreprise se résument à la rénovation des ateliers, acquisition de nouveaux matériels de production, machines de conditionnement et des moyens de transport.

I.2.2 Département production :

Le département de production, ou bien l'assistant exploitation, regroupe l'ensemble des ateliers qui ont pour mission de suivre le processus de transformation des matières en produits finis, en respectant les normes de production. Avec un effectif estimé à 142 agents qui travaillent 24 /24, partagé en équipes de 8H/jour, ce département est composé de :

- **Service savonnerie :**

Son rôle est la fabrication du savon de ménage, savon de toilette ainsi que la glycérine pharmaceutique.

- **Service raffinage :**

Sa mission est la transformation de l'huile brute alimentaire destinée au conditionnement

- **Service conditionnement des huiles (CDH) :**

Ce service est partagé en deux ateliers :

- Atelier plastique : son rôle est la fabrication de bouteilles en plastique ;
- Atelier conditionnement : son rôle est la mise en bouteilles de l'huile pour la commercialisation.

- **Service margarinerie :**

Sa mission est la production d'hydrogène, d'huile hydrogène et de la margarine.

CO.G.B a pour objectif :

- D'améliorer la production qualitativement.
- De distribuer et de commercialiser tout produit relevant de son secteur d'activité.
- De développer l'industrie alimentaire.

I.2.3 L'unité de margarinerie :

La margarine est un produit alimentaire riche en graisses, utilisée comme substitut du beurre dans la cuisine ou l'industrie agroalimentaire. Elle peut être élaborée à partir d'une seule huile, huile de tournesol en générale, ou d'un mélange d'huiles végétales et animales. La margarine peut inclure d'autres éléments tels que du sel, des colorants ou des vitamines.

L'atelier de production de margarine de l'usine CO.G.B est composé de quatre secteurs :

- **Neutralisation :** élimination des acides gras libres par des solutions alcalines (soude caustique).
- **Décoloration :** élimination des pigments et des colorants (ainsi que de diverses impuretés ou composés indésirables) par voie physique, avec un traitement par les terres ou charbons absorbants.

Chapitre I : Description de l'installation frigorifique

- **Hydrogénation** : réaction chimique correspondant à l'addition de l'hydrogène sur des composés organiques insaturés. Au niveau de la margarinerie de CO.G.B, le but est d'élever le point de fusion des matières grasses.
- **Désodorisation** : élimination des produits odorants et volatils par injection de vapeur d'eau dans l'huile chauffée ($180^{\circ}\text{C} - 240^{\circ}\text{C}$), sous vide. Elle produit une huile à saveur neutre qui ne se transmet pas aux aliments, ce procédé élimine les restes de substances susceptibles de faire rancir l'huile, ce qui prolonge sa durée de conservation durant l'entreposage après son emballage.

Pour répondre aux attentes des différents consommateurs de ce produit, le complexe a lancé deux produits, à savoir : la margarine Palme d'Or et la margarine La Belle. Elle est composée de : Mélange de matières grasses, Emulsifiant E 471, Lécithine, Arôme alimentaire, Colorant alimentaire, Eau osmosée, Sel, Acide citrique, Sorbate de potassium. La margarine de table et la margarine de feuilletage diffèrent du fait que cette dernière est composée d'un mélange de matières grasses à un point de fusion de 45°C . Tandis que la margarine de table comporte un point de fusion de 35°C et une proportion plus forte en arôme de beurre.

I.3 Les éléments d'une installation frigorifique :

Une machine frigorifique sert à transporter de la chaleur d'un point à un autre. Le principe consiste à prendre de la chaleur dans un circuit d'utilisation, à l'intérieur d'une pièce par exemple, et à la restituer (l'évacuer) dans un circuit de refroidissement (extérieur de l'habitation). Le transport de l'énergie est assuré par un compresseur, dont l'énergie propre doit être elle aussi dissipée (évacuée) dans le circuit de refroidissement (Condenseur).

La figure I.1 représente les principaux éléments qu'on peut trouver dans une installation frigorifique : éléments de base, éléments de protection et de régulation, éléments de sécurité, ainsi qu'éléments d'indication [1].

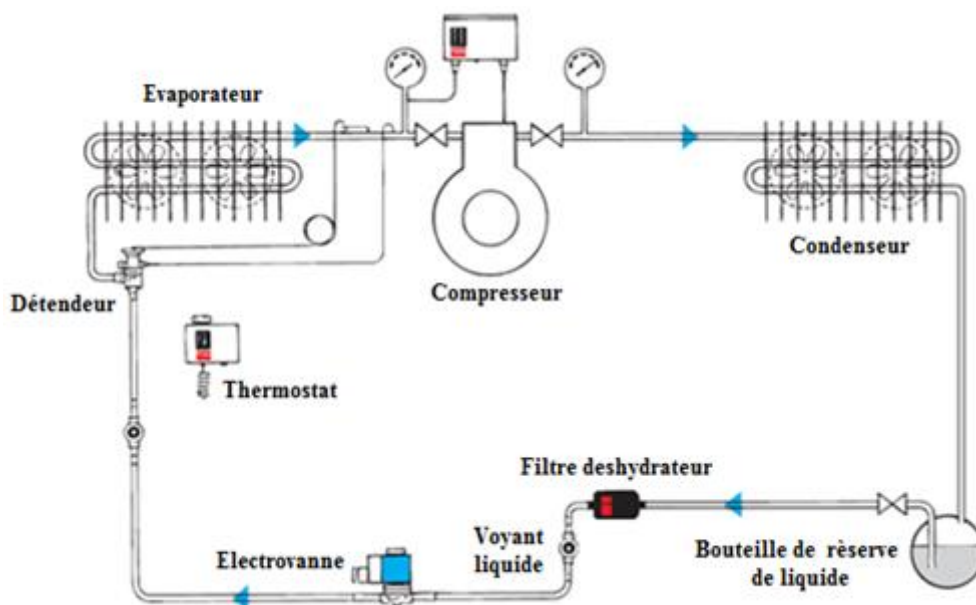


Figure I.1: Eléments composant une installation frigorifique ordinaire.

Chapitre I : Description de l'installation frigorifique

Le fluide frigorigène produit du froid en s'évaporant dans l'évaporateur, (il enlève de la chaleur : chaleur latente de vaporisation). Il doit pouvoir s'évaporer et se condenser facilement (thermodynamique). [1]

I.3.1 Eléments de base :

Les éléments de base d'une installation frigorifique sont : Compresseur, condenseur, détendeur et évaporateur.

I.3.1.1 Compresseur :

Le compresseur est une machine tournante à gaz de type génératrice, qui doit assurer un certain débit de gaz, il est soumis à des contraintes notamment de pressions (ou liées à la nature de gaz) qui influent sur ce débit. [2]

Son rôle essentiel est d'aspirer le frigorigène gazeux (vapeur sèches) formé dans l'évaporateur sous basse pression (BP) et le refouler à une pression plus élevée (HP) vers le condenseur.

I.3.1.2 Types de compresseurs utilisés en froid :

Dans l'industrie du froid, il existe deux grandes catégories de compresseur en fonction de la façon dont le fluide frigorigène est comprimé :

Les compresseurs volumétriques :

Il existe plusieurs types de compresseurs volumétriques et la classification retenue permet de distinguer :

➤ Les compresseurs à pistons :

C'est le type de compresseur le plus répandu ; la compression de fluide est obtenue par le déplacement d'un ou de plusieurs pistons dans une capacité donnée (cylindre) ; il faut également signaler les compresseurs à pistons axial (compresseurs à plateau oscillant) rencontrés surtout dans le domaine de la climatisation automobile. [3]

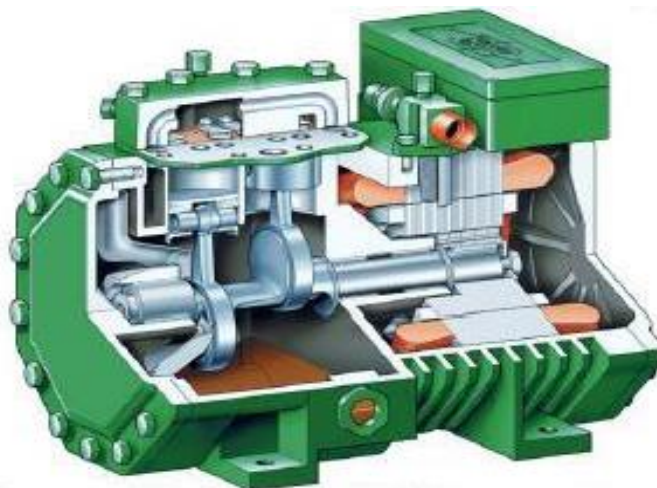


Figure I.2: Vue tranchée d'un compresseur alternatif à deux pistons.

Chapitre I : Description de l'installation frigorifique

➤ Les compresseurs rotatifs :

Ils sont aussi appelés compresseurs à palettes dans lesquels la compression de fluide est obtenue par déplacement d'un corps cylindrique creux d'une masse excentrée agissant sur une palette mobile [3].

➤ Les compresseurs à spirales :

Ils sont aussi appelés compresseurs scroll dans lesquels la compression de fluide est obtenue par la rotation d'une spirale mobile dans une spirale fixe [3].

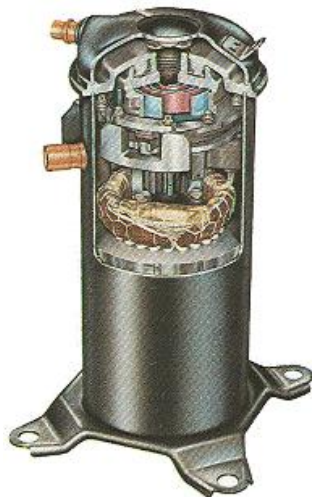


Figure I 3: *Vue tranchée d'un compresseur à spirales.*

➤ Les compresseurs à vis :

La compression de fluide se réalise par rotation de deux rotors hélicoïdaux, par eux : les compresseurs mono vis (mono rotor) et les compresseurs double vis (bi rotors) [3].

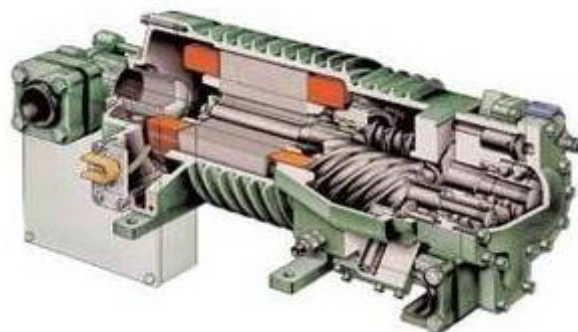


Figure I.4: *Vue tranchée d'un compresseur à vis.*

Chapitre I : Description de l'installation frigorifique

➤ Les compresseurs centrifuges :

Un compresseur centrifuge est une machine rotative tournant à vitesse élevée dont la compression du fluide est due aux effets de la force centrifuge dans laquelle une ou plusieurs roues fournissent l'énergie nécessaire au transfert du fluide.

Lorsque cette énergie (de pression) doit être importante, il est nécessaire de prévoir plusieurs roues (multicellulaire) conduisant parfois à des solutions de machines à plusieurs étages, pour des problèmes de température de refoulement et de rendement, ou même à plusieurs corps pour résoudre des problèmes de stabilité mécaniques que créeraient des rotors de trop grande longueur.

On trouve ainsi des compresseurs centrifuges à :

- 1 étage pour des compresseurs de recycle (reformage catalyseur ou recycle d'ammoniac sur la synthèse)
- 2 étages pour des compresseurs de transfert tels que craquage catalytique, compression de chlore, ...
- 5 étages et 3 corps pour les compresseurs de synthèse d'ammoniac ou de gaz craqués de vapocraqueurs
- 2 à 4 étages pour la compression de l'air service ou instrument (réseau entre 6 et 10 bars).

I.3.1.3 Association moteur-compresseur :

➤ Les compresseurs hermétiques :

Les compresseurs hermétiques sont en un seul bloc où l'ensemble moteur compresseur est accouplé directement dans une cloche en acier soudée. L'accessibilité aux différents organes est impossible. Il fait partie de la catégorie des volumétriques ou alternatifs à piston.

➤ Les compresseurs semi-hermétiques :

Les compresseurs semi-hermétiques ont l'ensemble moteur-compresseur accouplé directement à l'intérieur d'un corps par un organe de liaison qui peut être un manchon d'accouplement ou une ou plusieurs courroies. L'accès aux différents organes est possible [3].

➤ Compresseur ouvert :

Le moteur et le compresseur sont deux entités indépendantes reliées entre elles par un arbre d'accouplement ou une courroie. Cela permet le raccordement à un moteur électrique, diesel ou à gaz.

L'accès aux différents éléments du compresseur est possible. Ce type de compresseur est utilisé dans les installations de puissance frigorifique importante.

Suivant la technologie de compression, on distingue dans cette catégorie les compresseurs à piston, à vis et centrifuges.

I.3.1.4 Condenseur :

Sa fonction est d'évacuer, à l'extérieur les calories prélevées par l'évaporateur et celles fournies par le compresseur tout en transformant les vapeurs surchauffées à haute pression en liquide sous refroidie haute pression, il est caractérisé par trois zones de fonctionnement :

Chapitre I : Description de l'installation frigorifique

1. Refroidissement de la vapeur surchauffée qui permet un dégagement d'une chaleur sensible ;
2. Condensation en un liquide à une température constante, libération d'une chaleur dite latente ;
3. Sous refroidissement du liquide par le dégagement d'une chaleur sensible, jusqu'à ce que la température soit égale ou un peu supérieure à celle du milieu de refroidissement.

Cette quantité de chaleur peut être retirée au condenseur par l'air ambiant grâce aux ailettes de refroidissement ou bien, dans les groupes plus importants, par de l'eau circulant dans une double tubulure.

On peut répartir les condenseurs en trois types, selon la nature du fluide secondaire : condenseurs à air, condenseurs à eau, condenseurs à évaporation d'eau ou évaporatifs :

➤ Condenseurs à air :

Ces derniers sont très répandus pour les petites et moyennes puissances car l'air est une source naturelle et gratuite.

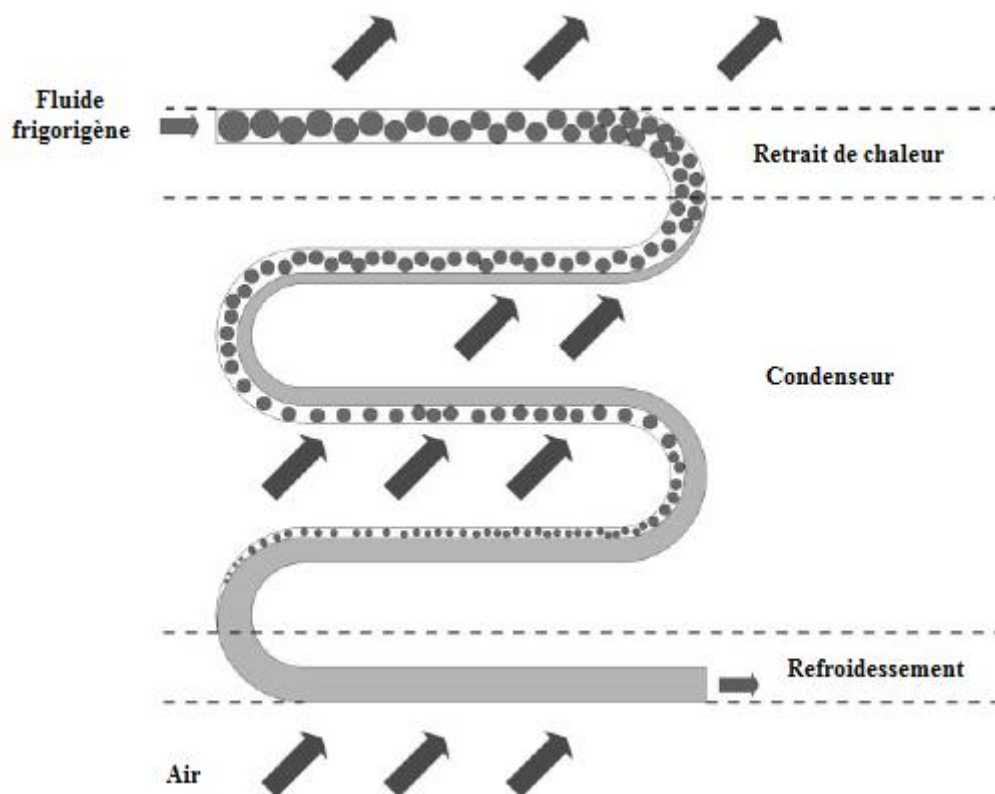


Figure I.5: condenseur à air

➤ Condenseurs à eau :

Condenseurs horizontaux multitubulaires : ce sont les plus utilisés, car ils sont faciles à installer, compact (attention au risque de gel) et assez faciles à nettoyer mécaniquement, car les fond à eau sont démontables.

Chapitre I : Description de l'installation frigorifique

Condenseurs verticaux multitubulaires : ces appareils sont surtout utilisés dans les installations à l'ammoniac lorsque les eaux de refroidissement sont très « chargées ». Ils sont en voie de disparition.

Condenseurs co-axiaux : ils sont surtout utilisés dans les installations de petite puissance, avec des fluides halogénés.

Condenseurs à plaques : cette technologie, récemment utilisée, fait appel aux échangeurs à plaques du type brasé, plaque et joints, plaques soudées en cassettes, plaques rondes entièrement soudées, spatulaire. Le choix sera fonction du fluide frigorigène, de la nature de l'eau, de la pression de service.

➤ Condenseurs évaporatifs :

Ils sont très largement utilisés dans le froid industriel car ils combinent, en un seul appareil, un condenseur et une tour de refroidissement, et conduisent à des températures de condensation plus basses. [4]

I.3.1.5 Détendeur :

Le rôle du détendeur est de faire chuter la pression du fluide frigorigène dans le circuit et par conséquent la température et de régler le débit de circulation, la quantité de fluide admise à l'évaporateur en un temps donné doit être exactement égale à la quantité qui peut se vaporiser et qui correspond à la chaleur absorbée. S'il en est ainsi, le détendeur assure le maintien dans l'évaporateur et dans le condenseur des pressions et températures les plus avantageuses pour l'installation considérée et pour les conditions extérieures données.

Les détendeurs les plus utilisés sont :

Le détendeur capillaire, le détendeur thermostatique, le détendeur thermostatique à égalisation de pression externe, le détendeur à commande électronique. [4]

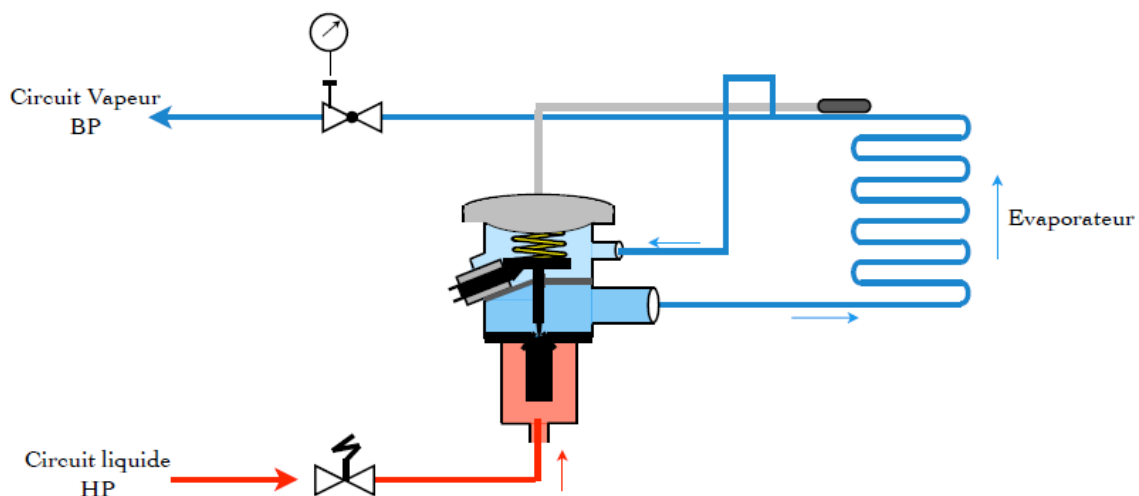


Figure I.6: Constitution du détendeur thermostatique à égalisation de pression externe.

Chapitre I : Description de l'installation frigorifique

I.3.1.6 Evaporateur :

Dans toute machine frigorifique, l'évaporateur est l'appareil qui sert à prélever la chaleur à une source froide.

On rappelle que l'évaporateur du circuit à haute température joue le rôle de condenseur pour le circuit à basse température.

On ne pourra jamais dissocier un évaporateur de son système d'alimentation en fluide frigorigène. De plus, chaque appareil selon sa technologie propre, est justiciable d'un système de détente particulière.

Par ailleurs, on retrouve deux types d'évaporateurs selon la nature du fluide à refroidir : refroidisseurs d'air et refroidisseurs de liquides.

Evaporateurs refroidisseurs d'air :

Ils sont à convection naturelle ou à convection forcée.

- **Evaporateurs à circulation d'air naturelle :** Ces appareils peuvent être installés au plafond des chambres (plafonniers) ou contre les parois (murales).
- **Evaporateurs ventilés :** ils sont de loin les plus répandus, de puissance unitaire allant de quelque KW à 150 KW environ.

Ils comportent la batterie, les ventilateurs, la tôle et la cuvette.

Evaporateurs refroidisseurs de liquide :

On distingue quatre catégories : immergés, multitubulaires noyés, multitubulaires à détente sèche et à plaques.

- **Evaporateurs immergés :** l'évaporateur est constitué par un ensemble de serpentins ou de tubes horizontaux ou verticaux.
- **Evaporateurs à détente directe :** dans un évaporateur à détente directe, la circulation du fluide frigorigène s'effectue à l'intérieur des tubes, alors que le liquide à refroidir circule coté calandre. Ils sont utilisés essentiellement avec les fluide HFC.
- **Evaporateurs à plaques :** ils sont de construction analogue à celle des condenseurs à plaque et du type brasé, plaques et joints, plaques soudées en cassettes ou plaques rondes soudées. [4]

I.3.2 Elément de protection et de régulations :

I.3.2.1 Les filtres :

- **Filtre assécheur (Déshydrateur) :**

Le but du déshydrateur est de maintenir la quantité d'eau contenue dans le fluide en dessous d'une valeur maximale qui dépend de la nature même de ce fluide, du type du compresseur, et de la nature du lubrifiant. Par exemple pour le fréon 22 (R22) la valeur retenue est de 30 ppm (parties par million).

Chapitre I : Description de l'installation frigorifique

Le déshydrateur doit se placer avant le détendeur, sauf quand un regard est prévu sur le circuit ; dans ce cas celui-ci est entre le déshydrateur et le détendeur.

➤ **Filtre à l'huile (séparateur d'huile) :**

Les réfrigérants utilisés couramment entraînent l'huile de lubrifiant du compresseur au sein de leur vapeurs et la font transiter dans le circuit fluide.

De petites quantités d'huile entraînées favorisent la lubrification des vannes et du détendeur. Par contre il est impossible d'admettre un excès d'huile car :

- a) L'huile risque de garnir les parois de l'évaporateur et d'en réduire le débit ;
- b) Le tuyau d'aspiration arrivant au compresseur est réalisé de façon à piéger l'huile présente dans le circuit. Cela devient difficile en cas d'excès.

Un séparateur est donc monté au refoulement du compresseur, qui élimine les gouttelettes d'huile présentes dans la vapeur du réfrigérant (par action centrifuge ou passage dans des chicanes). L'huile récupérée retourne généralement grâce à un flotteur au carter du compresseur.

➤ **Filtre de poussières :**

Les installations industrielles n'exigent pas un réfrigérant aussi propre que celui utilisé par les groupes commerciaux.

L'acier est couramment utilisé pour la tuyauterie. La corrosion provoque la dissémination des particules dans le réfrigérant. Il est donc nécessaire d'éliminer celle-ci avant qu'elles n'atteignent le compresseur et n'endommagent les valves, au moyen d'un filtre à poussière à mailles métalliques, celui-ci s'enlève facilement de son logement cylindrique, pour le nettoyage périodique. Ce filtre élimine d'autre part les gouttelettes de réfrigérant qui sortent de l'évaporateur, par vaporisation sur la surface d'un échangeur de chaleur à circulation de fluide réfrigérant. [4]

I.3.2.2 Protection anti-bruit et anti-vibrations :

Bien que la conception de compresseurs alternatifs fasse appel à des pièces aussi légères que possible, équilibrées statiquement, on ne peut empêcher qu'il demeure quelques vibrations, pour éviter la transmission de ces vibrations, on a recours à des isolateurs. Les deux types les plus utilisés sont les plots de caoutchouc et les isolateurs à ressort. En plus de la vibration primaire du compresseur en fonctionnement, on peut parfois observer un phénomène de résonance. Elle apparaît lorsque la fréquence des vibrations de la machine est la même que la fréquence, propre de la structure qui l'environne.

On utilise aussi le silencieux de gaz chauds. Le rôle de cet appareil consiste à atténuer les pulsations du gaz de refoulement du compresseur, de manière à réduire l'émission de bruit et de vibration. [4]

Chapitre I : Description de l'installation frigorifique

I.3.2.3 Eléments de sécurité :

➤ Sécurité basse pression :

Il s'agit d'un interrupteur commandé par la pression (pressostat), bien que la température d'une installation soit régulée au moyen d'un thermostat, on y incorpore une sécurité basse pression afin d'éviter tout dommage à l'installation en mettant à l'arrêt le compresseur en cas de baisse anormale de pression d'aspiration et le mettre en service lorsque les conditions normales de marche sont rétablies.

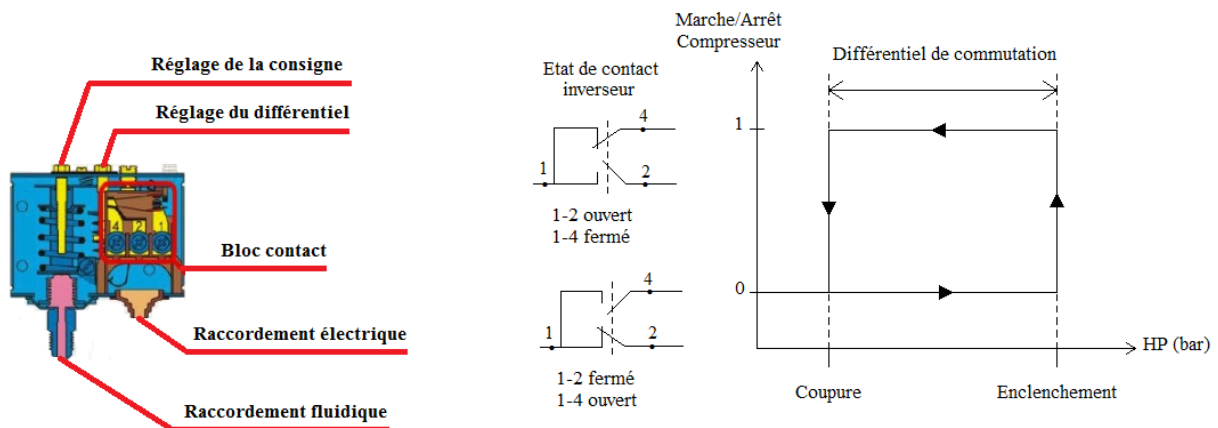


Figure I.7: Constitution (à gauche) et principe de commande (à droite) de pressostat basse pression.

➤ Sécurité haute pression :

Il s'agit d'un dispositif de protection de l'installation et du personnel à l'égard des surpressions de condensation par mise en marche ou arrêt de ventilateurs de condenseur à air. Il provoque ainsi l'arrêt de compresseur en agissant sur le discontacteur de commande du moteur en cas de hausse anormale de la pression de refoulement et le mettre en service lorsque les conditions normales de marche sont rétablies. Le principe fonctionnel est identique à celui de BP.

➤ Réservoir de liquide :

Les réservoirs (ou bouteilles) reçoivent le fluide liquéfié venant du condenseur, ils ont des dimensions qui leur permettent de contenir la majeure partie de la charge en fluide de l'installation. Ils sont montés en position verticale ou horizontale et sont toujours pourvus d'un robinet de départ de liquide avec un tube plongeur, assurant l'alimentation en liquide, même lorsque le niveau de celui-ci dans la bouteille est très bas.

➤ Bouteille anti-coups de liquide :

Également appelée bouteille d'aspiration, elle est placée entre l'évaporateur et le compresseur (à proximité du compresseur) et son rôle est d'éviter l'aspiration éventuelle de FF liquide par le compresseur : prévention des coups de liquide.

Chapitre I : Description de l'installation frigorifique

➤ **Electrovanne :**

C'est une vanne commandée électriquement qui a pour rôle de fermer ou d'ouvrir le circuit fluide par exemple pour alimenter un évaporateur dans un circuit à évaporateur multiple ou pour réguler un compresseur en POMP-DOWN.

➤ **Thermostat :**

Il commande l'interrupteur de la mise en marche ou de l'arrêt du compresseur, c'est en fonction de la température de consigne qu'il réagit, il commande ainsi l'ouverture et la fermeture de l'électrovanne qui relie le circuit fluide à l'évaporateur lors de dégivrage. Le thermostat a encore le rôle de réguler la température d'huile.

➤ **Résistance de dégivrage :**

Les résistances électriques sont placées au niveau de la section d'échange de l'évaporateur. La mise en route de la séquence de dégivrage est généralement pilotée par une horloge et son arrêt commandé par le thermostat d'évaporateur. [4]

I.3.2.4 Les éléments d'indications :

➤ **Manomètre :**

Ils sont installés à demeure coté admission et coté refoulement du compresseur. Leur échelle est graduée en pression et en température d'ébullition, correspondantes au fluide réfrigérant utilisé.

➤ **Thermomètre :**

Il est utilisé pour indiquer la température au niveau des évaporateurs et à l'intérieure des chambres froides.

➤ **Regard (voyant) :**

Il doit se situer immédiatement avant le détendeur. Il comporte un verre épais à travers lequel on peut observer le débit du réfrigérant. La présence de bulles de vapeur apparaissant au sein du liquide est anormale. Il peut y avoir : une obstruction entre la sortie du condenseur et le regard, le filtre-assécheur peut être encrassé, les valves obturées ou le serpentin peut être endommagé. [4]

I.4 Le fluide frigorigène :

Le fluide frigorigène permet les échanges de chaleur dans un système frigorifique par ses changements d'état que sont l'évaporation et la condensation.

Il peut se définir comme une substance chimique ou mélange des substances dont la température d'évaporation à la pression atmosphérique est inférieure à la température ambiante, autrement dit le fluide frigorigène doit être liquide à cette ambiance.

Chapitre I : Description de l'installation frigorifique

Les principaux fluides frigorigènes peuvent être classés au sein de différentes familles compte tenu propriétés physico-chimiques :

I.4.1 Les substances inorganiques pures :

Dans cette famille on trouve principalement l'eau (H_2O – R718), l'ammoniac (NH_3 -R717) et le dioxyde (CO_2 – R744). Des décomposés tel que l'ammoniac ou le dioxyde de carbone ont été utilisés au début de XX^e siècle puis un peu abandonnés de fait de leurs dangers.

Aujourd'hui l'ammoniac est de nouveau très largement employé suite à la découverte de toxicité environnementale de certains autres frigorigènes : on le trouve principalement dans les installations de froid industriel de grande puissance.

I.4.2 Les hydrocarbures :

Les principaux hydrocarbures présents dans le domaine du froid, en tant que frigorigènes, peuvent être saturés ou présentés sous double liaison. Dans ce groupe sont principalement employés : le butane (R600), l'isobutane (R600a), le propane (R290), le cyclopropane (RC270), le propylène (R1270). Ils présentent des dangers d'inflammabilité importants. Ils sont donc souvent utilisés (ex : isobutane) lorsque les quantités de fluides nécessaires restent assez faibles.

I.4.3 Les hydrocarbures halogénés :

Dans cette famille peuvent se trouver des composés qui ont été largement utilisés mais qui font désormais l'objet d'interdiction, notamment pour des raisons de toxicité environnementale.

➤ Les CFC (chlorofluorocarbures) :

Ce sont les plus connus des hydrocarbures halogénés. Complètement substitués par du chlore et du fluor, ces hydrocarbures ne contiennent plus d'hydrogènes. Ils sont dangereux pour la couche d'ozone.

➤ Les HCFC (hydro chlorofluorocarbures) :

Il s'agit de la seconde génération d'hydrocarbures halogénés utilisés en tant que fluides frigorigènes. Ce sont des composés chimiques formés de chlore, de fluor hydrogène et de carbone. Ils peuvent encore être utilisés (substitués des CFC) mais ils sont voués à disparaître du fait de leur toxicité environnementale (couche d'ozone).

➤ Les HFC (hydrofluorocarbures) :

Il s'agit de la troisième génération d'hydrocarbures halogénés utilisés en tant que fluides frigorigènes. Les HFC sont composés de fluor, d'hydrogène et de carbone. Ils ne présentent pas de danger pour la couche d'ozone, mais ils peuvent contribuer à l'effet de serre.

Chapitre I : Description de l'installation frigorifique

I.4.4 Les autres produits :

Les fluides de cette famille sont utilisés de façon très rare. Ainsi on pourra trouver :

- Les éthers oxydes,
- Les amines aliphatiques,
- Les alcools, le méthanol et l'éthanol,
- Les composés tri halogénés, fluorés chlorés et bromés (HBCFC, BCFC).

Chaque fluide frigorigène, qu'il soit une substance pure ou un mélange peut être identifié par une désignation numérique : un numéro qui suit le symbole R (utilisé pour réfrigérant) ; Ex : R12 (dichlorodifluorométhane), R717 (ammoniac)...

Remarque : le fluide frigorigène utilisé dans notre étude est le R22, il est utilisé dans divers domaines, comme le refroidissement d'eau, la climatisation, mais souvent dans le froid industriel. Ses caractéristiques physico-chimiques sont représentées à l'annexe. [5]

I.5 Cycle frigorifique :

I.5.1 Diagrammes entropiques :

Ce type de diagramme permet de calculer directement la chaleur échangée (entre le système et l'extérieur) dans le cas d'une transformation cyclique, réversible et fermée. La chaleur correspond à l'aire comprise à l'intérieur du cycle de fonctionnement.

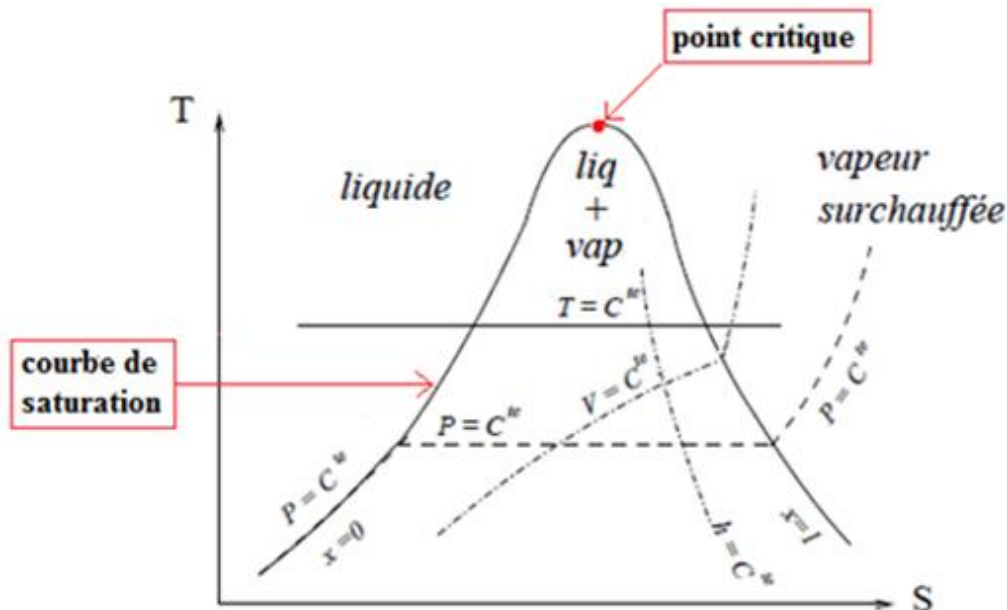


Figure I.8: diagramme de Rankine (ou diagramme entropique).

- **Courbes iso-paramétriques :**
 - Courbe de saturation : délimite les zones : liquide, liquide + vapeur, vapeur.
 - Les courbes isothermes sont horizontales,
 - Les courbes isentropiques sont verticales,
 - Les isotritiques passent toutes par le point critique,

Chapitre I : Description de l'installation frigorifique

- Les isochores subissent une réfraction en traversant la courbe de rosée,
- Les isenthalpiques ne subissent aucune réfraction à la traversée de la courbe de saturation.

➤ Cycle de fonctionnement :

Le cycle frigorifique est composé des transformations suivantes (Fig. II.9) :

- Une compression adiabatique réversible de cycle théorique entre les points 1 et 2 (cycle réel entre les points 1 et 2_{is}).
- Une condensation isobare entre les points 3 et 4.
- Une détente isenthalpique entre les points 4 et 5.
- Une vaporisation isobare entre les points 5 et 1.

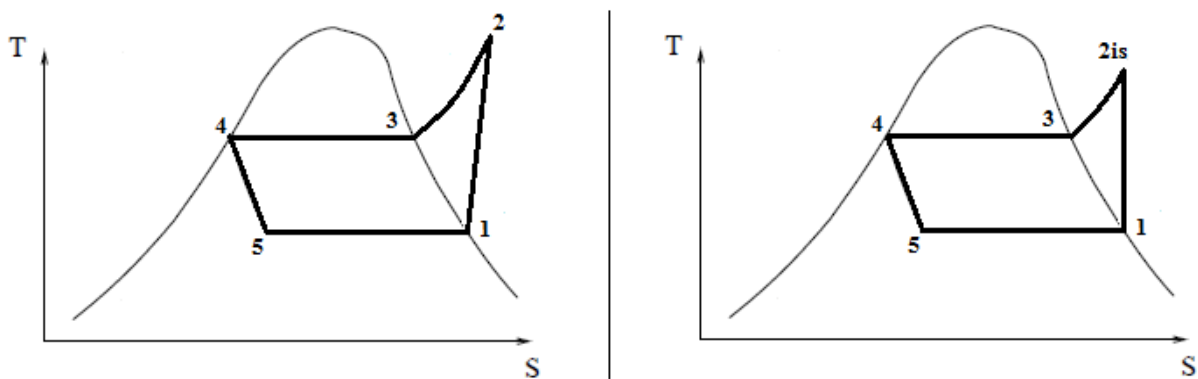


Figure I.9: Cycle de réfrigération théorique (à droite) et réel (à gauche) dans le diagramme T-S.

➤ Cycle de Carnot idéal dans un diagramme (T-S) :

Le cycle de Carnot, est un cycle complètement réversible, c'est le modèle idéal pour un cycle de réfrigération fonctionnant entre deux températures fixes.

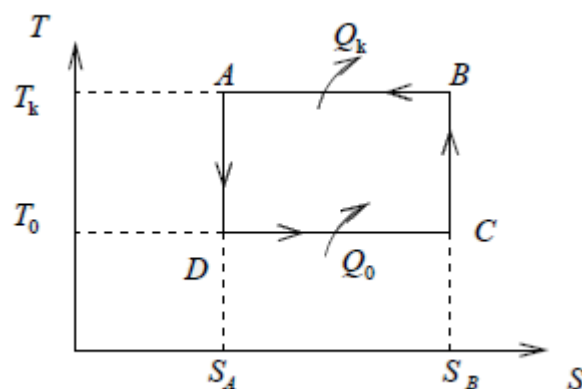


Figure I.10: Cycle idéal de Carnot

Chapitre I : Description de l'installation frigorifique

La chaleur absorbée par l'évaporateur (Q_0) est :

$$Q_0 = T_0(S_C - S_D) \quad (I.4.1)$$

$$Q_0 = T_0(S_B - S_A) \quad (I.4.2)$$

Le travail consommé par le compresseur s'écrit (W) est :

$$W = Q_k - Q_0 \quad (I.4.3)$$

$$W = (T_k - T_0) \cdot (S_B - S_A) \quad (I.4.4)$$

Q_k : La chaleur cédée par le condenseur en [kJ/kg].

D'où l'équation du coefficient de performance (COP_c) :

$$COP_c = \frac{Q_0}{W} \quad (I.4.5)$$

$$COP_c = \frac{T_0}{(T_k - T_0)} \quad (I.4.6)$$

I.5.2 Diagramme enthalpique (ou diagramme de Mollier des frigoristes) : [6]

Le diagramme enthalpique permet de suivre l'évolution de la pression, de la température, de l'enthalpie, de l'entropie, du volume massique, du mélange liquide-vapeur d'un fluide frigorigène dans un système frigorifique. Chaque fluide frigorigène a son propre diagramme enthalpique. Sur le diagramme enthalpique, on peut suivre les différents changements d'état du fluide.

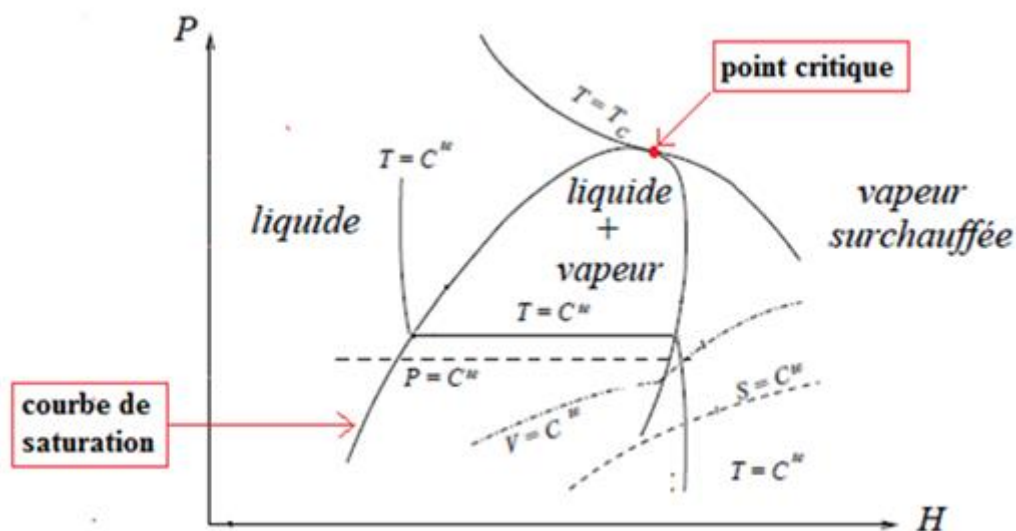


Figure I.11: Diagramme enthalpique (ou diagramme des frigoristes).

Chapitre I : Description de l'installation frigorifique

Courbes iso-paramétriques :

- Courbe de saturation : son allure diffère de celle de Rankine, mais délimite toujours les zones : liquide, liquide + vapeur, vapeur.
- Les courbes isobares sont horizontales.
- Les courbes isenthalpiques sont verticales.
- Les courbes isothermes sont pratiquement verticales dans la zone liquide, horizontales dans la zone de saturation, puis descendantes dans la zone vapeur.
- Les courbes isochores sont croissantes avec un point de réfraction. [6]

I.5.2.1 Cycle théorique :

Le cycle est établi sur la base suivante :

- Pas de perte de charges dans les tubulures.
- Pas de surchauffe au niveau de l'évaporateur.
- Pas de sous-refroidissement au niveau du condenseur.

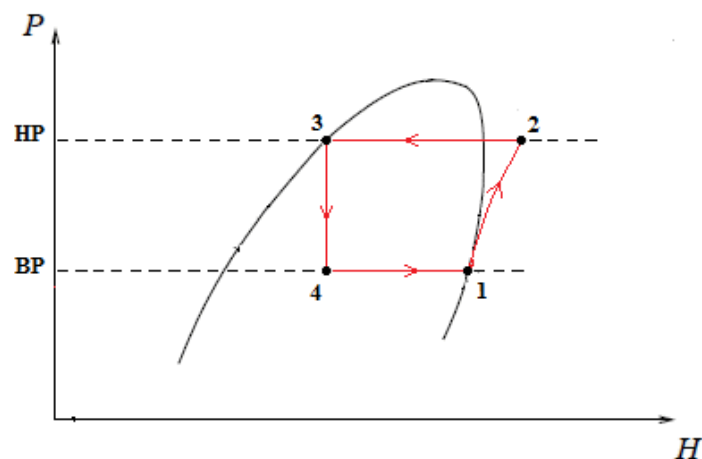


Figure I.12: Cycle de fonctionnement théorique.

Le cycle frigorifique est composé des transformations suivantes :

- Une compression adiabatique entre les points 1 et 2.
- Une condensation isobare entre les points 2 et 3.
- Une détente isenthalpique entre les points 3 et 4.
- Une évaporation isobare entre les points 4 et 1.

I.5.2.2 Cycle réel (ou pratique) :

Ce cycle est établi sur la base suivante :

- Pas de perte de charges dans les tubulures (dans ligne d'aspiration, de refoulement, dans l'évaporateur et dans le condenseur).
- Surchauffe au niveau de l'évaporateur.
- Sous-refroidissement au niveau du condenseur.

Chapitre I : Description de l'installation frigorifique

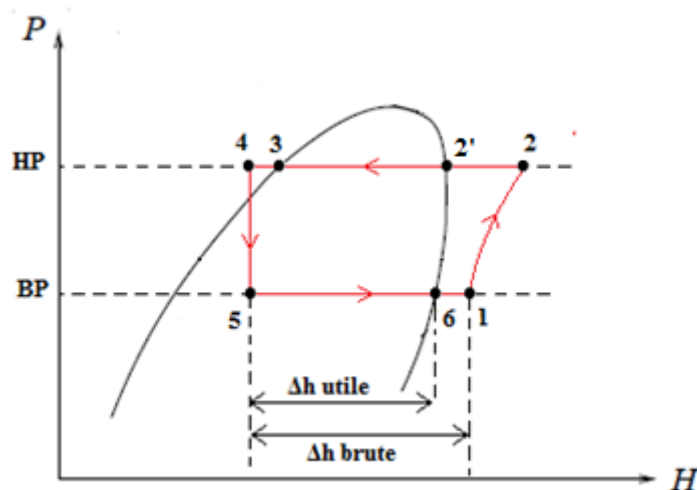


Figure I.13: Cycle de fonctionnement pratique.

Les transformations thermodynamiques subies par le fluide frigorigène à l'intérieur de la machine sont les suivantes :

- Compression isentropique entre les points 1 et 2 (état de fluide : vapeur BP).
- Désurchauffe du fluide frigorigène à l'entrée de condenseur entre les points 2 et 2'.
- Condensation isobarique entre les points 2' et 3 (état de fluide : passage de l'état vapeur à l'état liquide HP).
- Sous-refroidissement de fluide frigorigène à la sortie de condenseur entre les points 3 et 4 (état de fluide : liquide HP).
- Détente isenthalpique entre les points 4 et 5 (état de fluide : passage de la HP à la BP liquide)
- Évaporation isobarique entre les points 5 et 6 (état de fluide : passage de l'état liquide à l'état vapeur BP).
- Surchauffe de fluide frigorigène à la sortie de l'évaporateur entre les points 6 et 1 (état de fluide : vapeur BP). [3] [15]

I.5.2.3 Détermination de la puissance frigorifique et la puissance absorbée :

➤ Puissance frigorifique (Φ_0) :

Il y a lieu de considérer au moins deux formes de puissances frigorifiques :

- Puissance nette consommée par les postes utilisateurs.
- Puissance brute délivrée par le groupe frigorifique.

La différence provient de l'apport énergétique des auxiliaires de distribution (pompes ou ventilateurs) et les apports thermiques des lignes de distribution. [14]

$$\Phi_0(\text{brute}) = \Phi_0(\text{nette}) - P(\text{auxiliaire})$$

Remarque : les mesures de puissance frigorifique portent en général sur la valeur brute.

Chapitre I : Description de l'installation frigorifique

La puissance frigorifique calculée à partir de fluide frigorigène, et donnée par la relation :

$$\Phi_0 = q_m \cdot Q_0 \quad (I. 4.7)$$

$$\Phi_0 = q_m (h_1 - h_5) \quad (I. 4.8)$$

q_m : Débit massique de frigorigène en [kg/s].

h_5 : Enthalpie de frigorigène à l'entrée d'évaporateur en [kJ/kg].

h_1 : Enthalpie de frigorigène à la sortie d'évaporateur en [kJ/kg].

➤ **Puissance calorifique (Φ_k) :**

La puissance thermique Φ_k dégagée au condenseur est donnée par la relation :

$$\Phi_k = q_m (h_2 - h_4) \quad (I. 4.9)$$

h_2 : Enthalpie de frigorigène à l'entrée de condenseur en [kJ/kg]

h_4 : Enthalpie de frigorigène à la sortie de condenseur en [kJ/kg]

➤ **Puissance absorbée par le compresseur (P_{abs}) :**

Pour avoir la puissance absorbée par le compresseur on doit déduire la puissance effective de compresseur qui est donnée comme suit : [4]

$$P_{eff} = q_m \cdot W_{eff} \quad (I. 4.10)$$

Avec :

$$W_{eff} = \frac{W_{th}}{\eta_{eff}} \quad (I. 4.11)$$

W_{eff} : Travail effectif de compresseur en [kJ/kg].

η_{eff} : Rendement effectif du compresseur.

La puissance absorbée par le compresseur est donnée comme suit :

$$P_{abs} = \frac{P_{eff}}{\eta_{elec}} \quad (I. 4.12)$$

η_{elec} : Rendement électrique du moteur.

Chapitre I : Description de l'installation frigorifique

➤ Coefficient de performance de Carnot (COP_c) :

$$COP_f = \frac{\Phi_0}{P_{abs}} \quad (I. 4.13)$$

I.6 Caractéristiques et diagnostic énergétique de l'installation frigorifique :

I.6.1 Description technique de l'installation :

L'installation frigorifique utilise le R22 comme fluide frigorigène, et permet une production de froid à une température intérieure qui est aux alentours de 15°C.

La production frigorifique est assurée par :

- Un compresseur semi-hermétique à piston.
- Un condenseur à air.
- Un évaporateur d'air ventilé.
- Un détendeur thermostatique à égalisation de pression externe.

I.6.2 Tracé du cycle fonctionnel de l'installation :

Pour établir le bilan énergétique il faut tracer le cycle de l'installation sur le diagramme enthalpique et pour cela il nous faut :

- La température de condensation « 35°C ».
- La température d'évaporation « -5°C ».
- La surchauffe dans l'évaporateur est de 20 K.
- La surchauffe à l'entrée de compresseur est négligeable.
- Le sous refroidissement dans le condenseur est de 5 K.
- Le sous refroidissement dans le détendeur est négligeable.

➤ **Tableau récapitulatif :**

Caractéristiques thermodynamiques des différents points de cycle fonctionnel.

Points	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)
1	15	4,3	418
2 _{th}	75	13,5	452
2 _{réel}	100	13,5	472
3	35	13,5	244
4	30	13,5	235
5	-5	4,3	235
6	-5	4,3	403

Chapitre I : Description de l'installation frigorifique

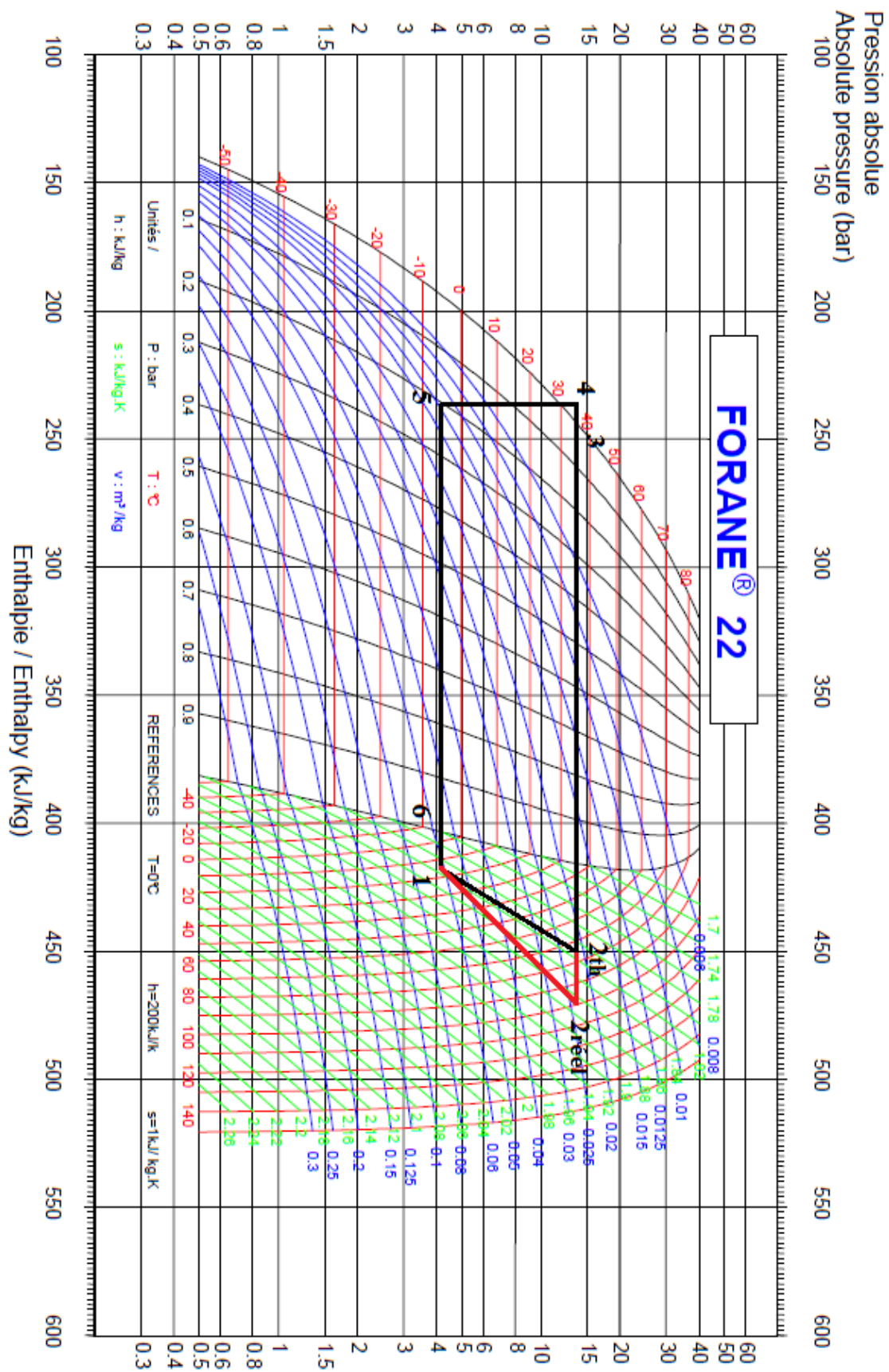


Figure I.14: Tracé de cycle de fonctionnement sur le diagramme enthalpique.

Chapitre I : Description de l'installation frigorifique

I. 6.3 Bilan du détenteur :

La détente est isenthalpique $h_4 = h_5$, donc n'apporte, ni n'enlève de l'énergie au fluide frigorigène.

I. 6.4 Bilan de l'évaporateur :

- **Calcul de la production frigorifique massique (Q_0) :**

$$Q_0 = h_1 - h_5 = 418 - 235 = 183 \text{ kJ/kg} \quad (I.5.1)$$

$$Ca\phi_0 = q_m \cdot Q_0 = 0,9 \cdot 183 = 164,7 \text{ kW}$$

- **calcul de la production frigorifique volumique (Q_{0v}) :**

$$Q_{0v} = \frac{Q_0}{V_m} \quad (I.5.2)$$

$V_m = 0,0553 \text{ m}^3/\text{kg}$, volume massique de R22 à l'état vapeur surchauffée au point 1 (car le compresseur aspire les vapeurs refoulées de l'évaporateur).

A.N :

$$Q_{0v} = \frac{183}{0,0553} = 3309,22 \text{ kJ/m}^3$$

- **Calcul de la puissance frigorifique (ϕ_0) :**

Sachant que le débit massique $q_m = 0,9$ (voir chapitre II) alors :

I. 6.5 Bilan du compresseur :

- **Calcul du travail théorique du compresseur (W_{th}) :**

$$W_{th} = h_{2th} - h_1 = 452 - 418 = 34 \text{ kJ/kg}$$

- **Calcul du travail effectif du compresseur (W_{eff}) :**

Sachant que le rendement effectif de compresseur $\eta_{eff} = 0,67$ (voir chapitre II), Alors :

$$W_{eff} = \frac{W_{th}}{\eta_{eff}} = \frac{34}{0,67} = 50,74 \text{ kJ/kg}$$

- **Calcul de la puissance absorbée par le compresseur :**

Sachant que le rendement électrique de moteur électrique $\eta_{elec} = 0,8$ alors :

$$P_{abs} = q_m \cdot \frac{W_{eff}}{\eta_{elec}} = 0,9 \cdot \frac{50,74}{0,8} = 57,08$$

Chapitre I : Description de l'installation frigorifique

I. 6.6 Bilan du condenseur :

- Calcul de la quantité de chaleur au condenseur (Q_c) :

$$Q_c = h_{2\text{réel}} - h_4 = 476 - 235 = 241 \text{ kJ/kg}$$

I. 6.7 Rendement de l'installation :

- Calcul du coefficient de performance frigorifique (COP_f) :

$$\text{COP}_f = \frac{\Phi_0}{P_{\text{abs}}} = \frac{164,7}{57,08} = 2,88$$

- Calcul du coefficient de performance de Carnot (COP_c) :

$$\text{COP}_c = \frac{T_0}{T_k - T_0} = \frac{-5+273}{(35+273)-(-5+273)} = 6,7$$

- Rendement de l'installation (η_{inst}) :

$$\eta_{\text{ins}} = \frac{\text{COP}_f}{\text{COP}_c} = \frac{3,005}{6,7} = 0,4298$$

Alors le rendement de l'installation est presque de 43 %.

Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons vu les principaux éléments composant une installation frigorifique ainsi que les éléments de protection et de régulation, de sécurité, et d'indication, puis on a défini le fluide frigorigène utilisé le réfrigérant 22 (R22), et en final on a terminé avec un diagnostic énergétique de l'installation frigorifique.

CHAPITRE II : Modélisation et identification du compresseur BITZER

II.1 Introduction :

Le compresseur est considéré comme le cœur de l'installation, car il est le seul organe mécanique dans une machine frigorifique. Le rôle d'un compresseur dans une installation est de fournir le débit de fluide nécessaire.

Le compresseur étudié est de type hermétique accessible à huit cylindres, conçu par l'entreprise spécialisée en fabrication des machines frigorifique « BITZER ».

Dans ce chapitre nous allons voir les différents organes du compresseur ainsi que les différents paramètres qui le caractérisent.

II.2 Description du compresseur :

La conception des compresseurs hermétiques ne permet aucune intervention sur le compresseur lui-même, et tout incident sur les organes électrique ou mécanique oblige à faire rentrer le compresseur en atelier. Afin d'éviter de tels retours pour un simple bris de clapet par exemple et un arrêt de l'installation en attendant la réparation, l'accès aux divers éléments du mécanisme sujets à vérification ou à remplacement a été rendu possible sur le chantier.

Les éléments ainsi rendus accessibles peuvent être démontés, vérifiés et éventuellement remplacés, tout en conservant les avantages du compresseur hermétique, c'est-à-dire :

- Accouplement direct moteur-compresseur par arbre commun ;
- Suppression de la boîte d'étanchéité ;
- Suppression des bruits de transmission.

Les parties accessibles sont : plaque à clapet, piston, embiellage, arbre et dispositif de lubrification [9].

Principales caractéristiques des compresseurs à pistons :

- La lubrification se fait exclusivement à partir de pompes à huile.
- La conversion de la rotation en va-et-vient se fait exclusivement à partir d'un vilebrequin.
- Les clapets sont de type annulaire.
- Le chauffage de l'huile à l'arrêt est systématique.
- La plupart de ces machines permettent le démarrage à vide.
- Ces machines permettent un fonctionnement à puissance variable.
- Les niveaux d'huile sont contrôlés à partir de régulateurs spécifiques.
- Ces compresseurs sont pourvus de dispositifs anti-coup de liquide consistant en un ressort disposé entre la culasse et les blocs clapets HP.
- Des soupapes de sécurité internes permettent d'éviter des hautes pressions dangereuses.
- Les pistons sont pourvus de segments d'étanchéité et de segments racleurs d'huile. [9]

CHAPITRE II : Modélisation et identification du compresseur BITZER

➤ **Bloc-moteur :**

Il renferme et supporte le dispositif d'entraînement des pistons, il reçoit et renferme les cylindres et les chapeaux des cylindres.

La partie inférieure forme la réserve d'huile et permet l'accès aux différentes composantes pour les visites d'entretien et de réparation (compresseurs semi hermétiques et ouverts).

Le carter doit être étanche et pour la majorité des compresseurs de type industriel il est réalisé en fonte fine. Les carters sont éprouvés hydrauliquement. La pression régnant dans le carter est la pression d'aspiration grâce à des orifices d'équilibrage [3].

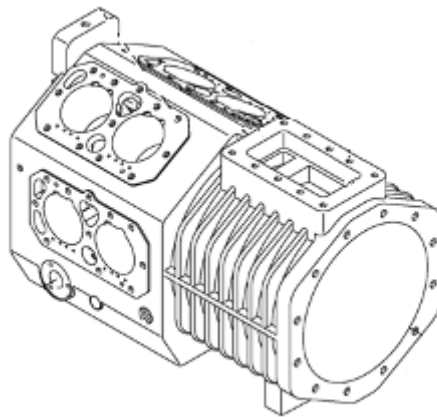


Figure II. 1: Corps de compresseur.

➤ **Vilebrequin :**

Ce dispositif permet de transmettre l'énergie fournie par le moteur d'entraînement (électrique) en transformant le mouvement rotatif en mouvement rectiligne alternatif.

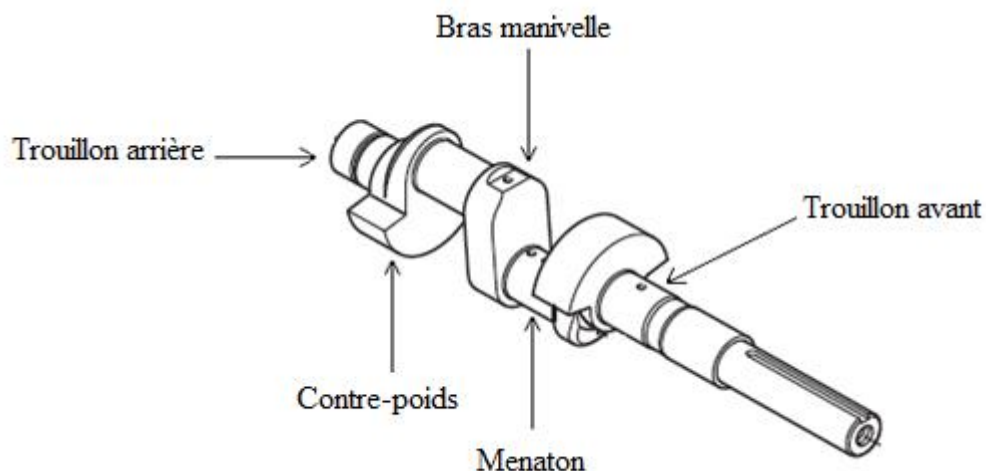


Figure II. 2: Vilebrequin.

CHAPITRE II : Modélisation et identification du compresseur BITZER

L'arbre vilebrequin est un arbre avec deux paliers principaux (avec quelques fois des paliers intermédiaires) à ses extrémités qui tourne sur des paliers généralement lisses quelques fois à billes ou à rouleaux.

Il comporte trois parties :

- Les tourillons avant, arrière et quelques fois intermédiaires, ils sont lisses et soigneusement usinés pour être positionnées dans les paliers
- Les manetons qui sont le support des bielles, les têtes de bielles sont fixées sur les manetons soit directement soit en interposant des soies.
- Les contrepoids sont des masses soigneusement calculées et judicieusement positionnées pour équilibrer les forces résultantes du mouvement de l'ensemble mécanique constitué du vilebrequin et des bielles.

Les arbres vilebrequins sont généralement forés dans des canaux qui transportent l'huile de graissage vers les paliers, les manetons et la garniture d'étanchéité.

La partie de l'arbre à l'extérieur du carter est conique et comporte une clavette pour la mise en place d'un volant ou d'un dispositif d'accouplement élastique (compresseurs ouverts), l'autre extrémité comporte le logement du système d'entraînement de la pompe à huile [3].

➤ Piston :

En mécanique, un piston est une pièce rigide de section généralement circulaire couissant dans un cylindre de forme complémentaire. Le déplacement du piston entraîne une variation de volume de la chambre, partie située au-dessus du piston, entre celui-ci et le cylindre. Un piston permet la conversion d'une pression en un travail, ou réciproquement. [7].

Le matériau de plus en plus utilisé pour la fabrication du piston est l'aluminium et ses alliages mais la fonte qui était le matériau utilisé depuis fort longtemps est toujours d'actualité.

Le piston se déplace dans un cylindre avec un jeu de l'ordre de 1/1000ème de l'alésage.

D'une manière générale, le rapport diamètre sur course est de l'ordre de 1.3 à 1.4.

Le piston porte des segments pour assurer l'étanchéité entre la chambre de compression et le carter de vilebrequin rempli d'huile. Ainsi qu'un axe (axe de piston) [3].

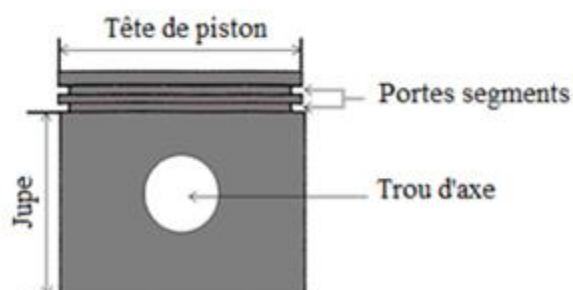


Figure II. 3: Piston

CHAPITRE II : Modélisation et identification du compresseur BITZER

➤ L'axe du piston :

L'axe du piston est une pièce mécanique qui permet de relier le piston aux autres pièces mécaniques en mouvement, il permet aussi d'offrir à la bielle une liberté de mouvement par rapport au piston.

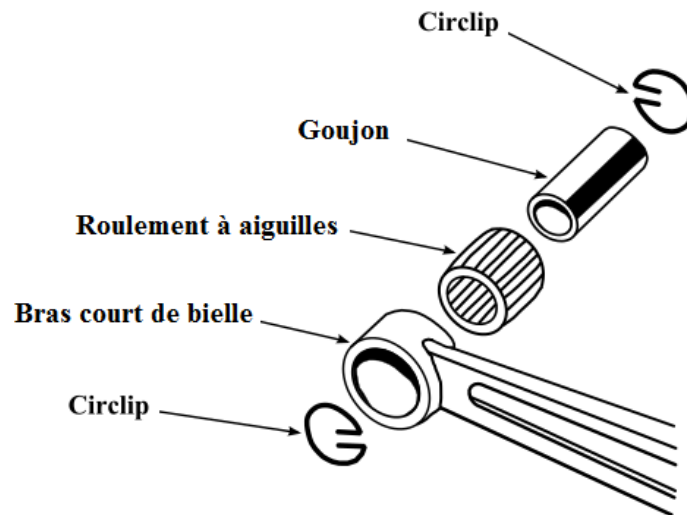


Figure II. 4: *Emplacement de l'axe de piston.*

L'axe doit être extrêmement résistant de par ses dimensions et les matériaux utilisés, car il subit et transmet les efforts mécaniques consécutifs aux explosions. C'est la raison pour laquelle le bossage d'axe de certains pistons est renforcé par un passage d'axe bagué.

L'axe du piston est généralement maintenu latéralement par des circlips ou des joncs d'arrêt dans le piston, et peut être monté libre (glissant) ou serré dans la bielle. [7].

➤ Segments :

Les segments sont des anneaux élastiques (ouverts avant la pose) qui se logent dans des gorges usinées dans la jupe du piston et permettent l'utilisation de toute l'énergie fournie en évitant que les gaz ne s'échappent le long du piston et aillent brûler l'huile.

Le diamètre extérieur au repos des segments est légèrement supérieur à celui du cylindre. L'ouverture du segment s'appelle « coupe », car les segments sont fabriqués à partir d'un ressort d'acier élastique coupé en tranches. Une fois posé, le segment se referme ; la largeur de l'ouverture une fois en place dans le cylindre est appelée « jeu à la coupe ». Sa mesure permet d'évaluer l'usure du segment. [7]

CHAPITRE II : Modélisation et identification du compresseur BITZER



Figure II. 5: Segment d'étanchéité (à gauche) et segment racleur (à droite)

➤ Bielle :

La bielle est une pièce dotée de deux articulations, une à chaque extrémité, dans le but de transmettre une force, un mouvement ou une position. Les articulations peuvent être des pivots ou des rotules.

Elles assurent la transmission de l'énergie du vilebrequin aux pistons, elles doivent être résistantes et légères (aluminium coulé ou alliage d'aluminium).

Il existe les bielles à tête fermée pour les arbres excentriques et les bielles à tête ouverte.

Les bielles à tête fermée renferment les deux éléments d'un coussinet mince réalisé en acier recouvert de cuivre et de métal antifricion [3].

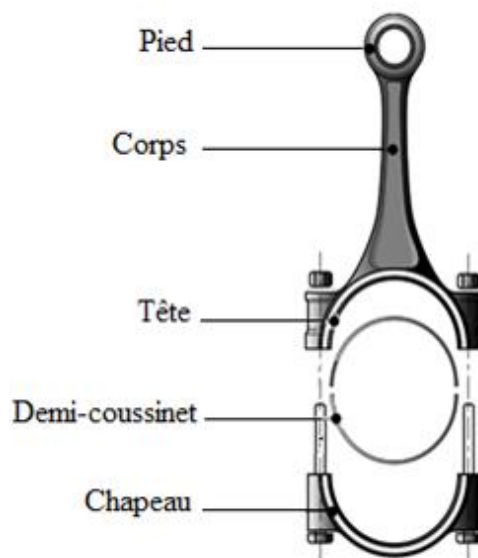


Figure II. 6: Composition d'une bielle.

➤ Clapets ou soupape :

Un cylindre est muni d'une ou plusieurs soupapes ou clapets d'aspiration et de refoulement. Les soupapes d'aspiration permettent le passage des vapeurs de fluide frigorigène de la chambre d'aspiration vers le cylindre et celles de refoulement le passage des vapeurs comprimés dans le cylindre vers la chambre de refoulement.

Le fonctionnement des soupapes est automatique, elles s'ouvrent sous l'effet de dépression à l'aspiration et d'une surpression au refoulement.

CHAPITRE II : Modélisation et identification du compresseur BITZER

Inversement la soupape d'aspiration se referme lors de la course de compression et la soupape de refoulement se ferme lors de la course d'aspiration.

Deux types de soupapes sont disposés à la partie supérieure du cylindre :

- Les soupapes du type à lamelles tel que les clapets d'aspiration et de refoulement.
- Les soupapes concentriques ou annulaires, tel que la soupape de décharge.

Les soupapes sont généralement réalisées en acier, elles sont très sensibles au fluide frigorigène liquide qui peut provoquer leur usure lente voir leur destruction rapide et totale lorsque le liquide est en grande quantité, c'est pour cette raison que certains compresseurs sont équipés d'un dispositif anti-coups de liquide.

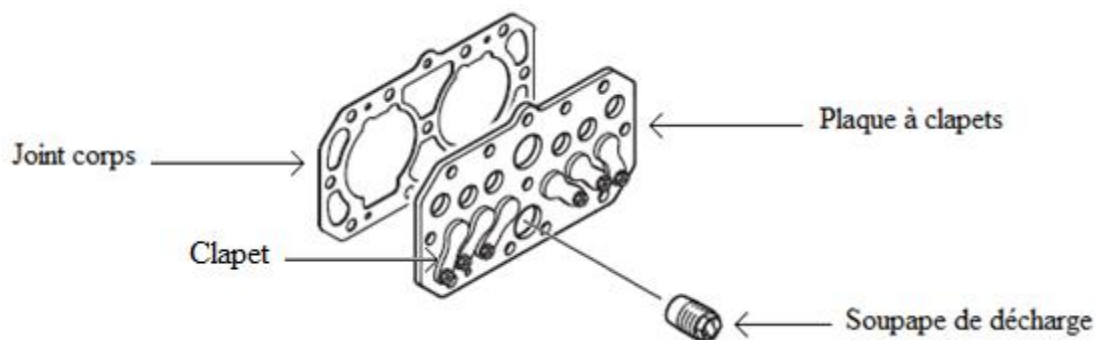


Figure II. 7: *Plaque à clapet complète de compresseur.*

Les soupapes doivent présenter certaines qualités telles qu'une faible perte de charges, une inertie faible, une bonne étanchéité, une bonne résistance, un faible encombrement, un fonctionnement silencieux et un prix raisonnable. [3]

➤ **Le dispositif de régulation de puissance :**

La régulation de puissance est utilisée souvent pour adapter la puissance d'installations frigorifiques, de conditionnement d'air et de pompes de chaleur aux besoins réels. Celle-ci évite les démarrages fréquents du compresseur et réduit ainsi le l'usure du système mécanique et du moteur d'entraînement. En plus cela améliore le rendement de l'installation.

Le compresseur BITZER offre une régulation de puissance incorporé d'après le principe de déconnexion de cylindres. Le courant de gaz d'aspiration vers les culasses individuelles est arrêté à l'aide d'un piston de commande (voir Figure II 1).

En opération de pleine charge le compresseur refoule en tous cylindres. La bobine est non-alimentée. Le canal d'aspiration est fermé dans la tête de culasse concernée à l'aide d'une servovanne.

En opération de charge partielle le fluide est arrêté dans la culasse déconnectée. La bobine magnétique est alimentée. Le canal d'aspiration est fermé dans la tête de culasse concernée à l'aide d'un piston de commande.

CHAPITRE II : Modélisation et identification du compresseur BITZER

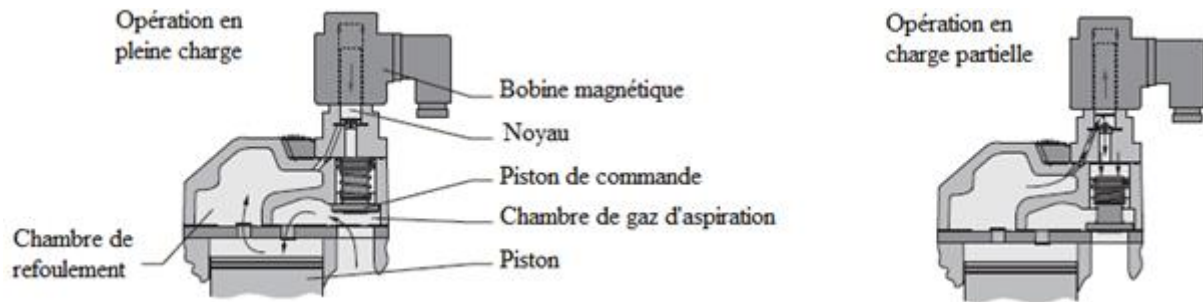


Figure II. 8: Construction de régulateur de puissance.

Remarque : pour notre cas le dispositif de régulation n'est pas utilisé mais nous avons l'obligation de le mentionner car il fait partie du compresseur. [8]

Robinets (vannes d'arrêt) d'aspiration et de refoulement :

Les robinets d'aspiration et de refoulement sont montés sur le compresseur. Le robinet d'aspiration est placé au côté de moteur électrique pour le ventilé à l'aide de fluide frigorigène vapeur. Il existe plusieurs types de robinets : à un orifice de prise de pression, à deux orifices de pression et des robinets de départ de liquide.

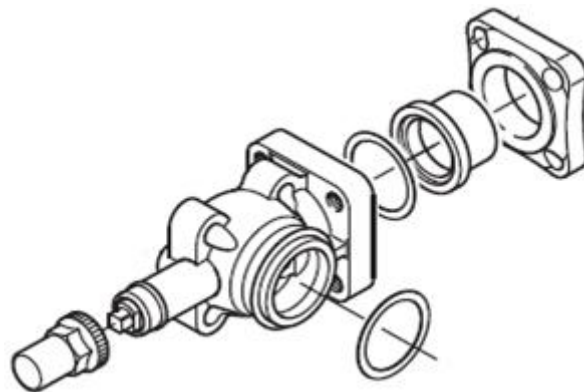


Figure II. 9: Vanne d'arrêt.

- **Robinets à un orifice de prise de pression :**

Ces robinets sont à double effet. Le pointeau de fermeture est constitué par un robinet et les robinets sont à double siège, il y a trois positions du pointeau (Figure II 10) :

Position I : pointeau fermé sur le siège arrière (carré de manœuvre desserré à fond, sens inverse des aiguilles d'une montre). Dans cette position, l'orifice de prise pression est obturé, il est alors possible d'enlever l'écrou et la capsule fermant cet orifice et de raccorder un manomètre ou une tuyauterie de charge ou de prise de pression. En revanche, il y a communication entre le compresseur et la tuyauterie correspondant au robinet d'aspiration ou de refoulement.

Position II : Pointeau fermé sur le siège avant (carré de manœuvre serré à fond sens des aiguilles d'une montre). Dans cette position, la tuyauterie correspondante est obturée, il y a communication entre le compresseur et l'orifice de prise de pression.

CHAPITRE II : Modélisation et identification du compresseur BITZER

Position III : Pointeau entre ses positions extrêmes avant et arrière. Dans cette position intermédiaire, la communication est établie entre le compresseur, la tuyauterie et l'orifice de prise de pression. [9]

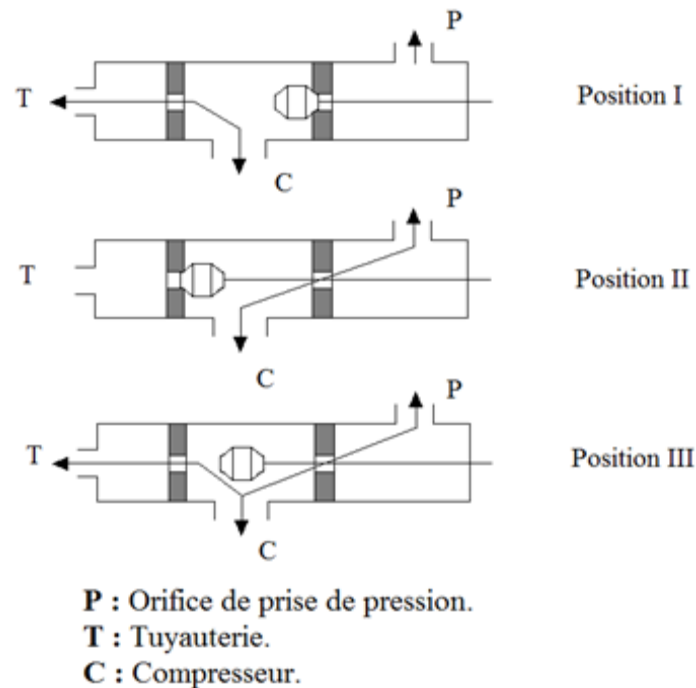


Figure II. 10: Principe de fonctionnement des robinets.

II.3 Principe de fonctionnement de compresseur :

Le clapet d'aspiration s'ouvre dès que la pression des gaz dans la chambre d'aspiration est supérieure à celle existant dans le cylindre lors de la course d'aspiration du piston. Il assure donc le remplissage du cylindre en gaz frais. En revanche, il est maintenu sur son siège par la pression supérieure des gaz comprimés lorsque le piston remonte. Le clapet de refoulement est maintenu sur son siège pendant la course d'aspiration, par la pression régnant dans la chambre de refoulement ; mais il s'ouvre dès que la pression des gaz dans le cylindre devient supérieure à la pression dans cette chambre.

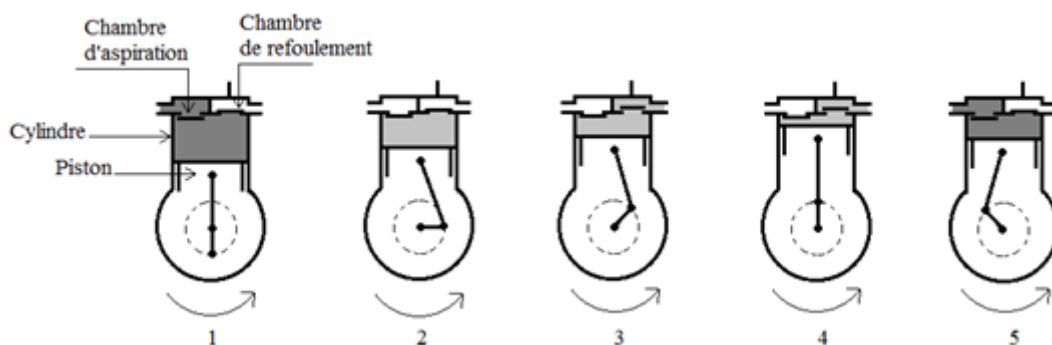


Figure II. 11: Principe de fonctionnement d'un compresseur à pistons.

CHAPITRE II : Modélisation et identification du compresseur BITZER

Etape (1) : Le piston étant à la fin de sa course d'aspiration (point mort bas), le cylindre est totalement rempli de vapeur à la pression d'aspiration.

Etape (2) : Le piston commence sa course de compression, les clapets d'aspiration et le refoulement sont fermés, le volume du gaz diminue au fur et à mesure de la montée du piston dans le cylindre et la pression augmente constamment.

Etape (1) et (4) : Dès que la pression dans le cylindre est légèrement supérieure à la pression dans la chambre de refoulement, le clapet de refoulement s'ouvre et les vapeurs comprimées s'échappent jusqu'à ce que le piston ait atteint le point mort haut.

Etape (5) : Le piston redescend dès que la pression dans le cylindre est légèrement inférieure à la pression dans la chambre d'aspiration, le clapet d'aspiration s'ouvre et permet le remplissage du cylindre. [9]

II.4 Cycle du compresseur :

II.4.1 Représentation de cycle du compresseur dans le diagramme de Clapeyron :

Le diagramme de Clapeyron permet de connaître la pression régnant dans le cylindre en fonction de la position du piston. Deux facteurs peuvent modifier le rendement volumétrique :

- Le facteur mécanique proportionnel à l'espace nuisible.
- Le facteur pressostatique est proportionnel au taux de compression. [12]

Le cycle du compresseur peut se décomposer en quatre phases :

- **AB** : aspiration à la pression P_0 .
- **BC** : compression de la pression P_0 à la pression P_k .
- **CD** : refoulement à la pression P_k .
- **DA** : détente de la pression P_k à la pression P_0 . [6].

II.4.2 Cycle théorique :

La représentation de ce cycle nécessite de distinguer deux cas :

- **Cas où le volume mort est nul (idéal) :**

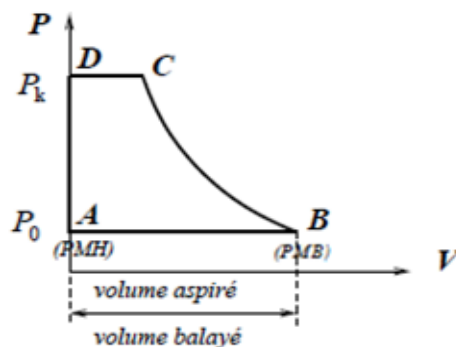


Figure II. 12: Cycle théorique à volume mort nul.

CHAPITRE II : Modélisation et identification du compresseur BITZER

Dans ce cas le volume réellement aspiré est égal au volume balayé, qui correspond à la longueur « AB ».

La phase d'aspiration isobarique débute dès que le piston atteint le point mort haut (ouverture de la soupape d'aspiration au PMH).

Le piston amorce son mouvement vers les clapets. Les vapeurs contenues dans le cylindre sont comprimées d'une façon isentropique, la pression et la température augmentent. Cette phase correspond à l'arc de courbe « BC ».

Au moment où la pression dans le cylindre atteint la pression P_k , le clapet de refoulement s'ouvre et les vapeurs sont évacuées vers l'utilisation sous la même pression, jusqu'au moment où le piston atteint la fin de sa course. Cette phase est isobarique et représentée par la droite « CD ». Nous supposons qu'en fin de course, le piston vient exactement toucher le bas de la culasse et donc qu'il n'y a plus de vapeurs dans le cylindre.

Le piston amorce son retour en s'éloignant des clapets. Comme, en théorie, il n'y a pas de vapeurs résiduelles dans le cylindre, on a simultanément et instantanément : fermeture du clapet de refoulement, chute de la pression de P_k à P_0 (détente isochore) et ouverture du clapet d'aspiration, cette phase est représentée par la droite « DA ».

Ceci fait, de A en B, c'est-à-dire pendant la totalité de la course du piston, les vapeurs pénètrent dans le cylindre. Arrivé en A, le piston amorce son mouvement de retour, le clapet d'aspiration se ferme et un nouveau cycle commence. [16]

➤ Cas où le volume mort n'est pas nul :

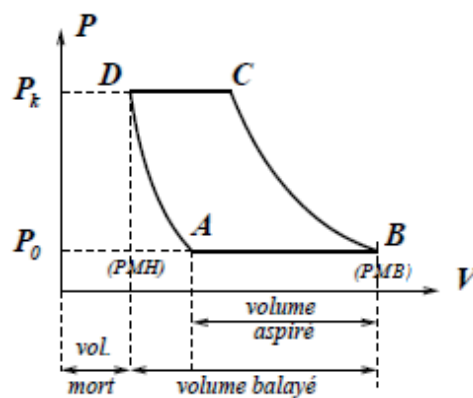


Figure II. 13: Cycle théorique à volume mort non nul.

Dans ce cas, le cycle reste le même que précédant, mais il existe un volume résiduel appelé "espace mort" entre le piston et la culasse.

Par ailleurs, le passage de vapeurs à travers les clapets crée une légère perte de charge dont l'effet s'ajoute au précédent. [16]

CHAPITRE II : Modélisation et identification du compresseur BITZER

II.4.3 Cycle réel :

Dans ce cycle les clapets présentent une certaine résistance à l'ouverture, due aux ressorts. Leurs ouvertures ne s'effectuent donc que lorsque la pression aval est légèrement inférieure à la pression amont. La fermeture se fait avec une légère avance. Il s'ensuit que la phase d'aspiration « AB » s'effectue, pour une pression dans le cylindre légèrement inférieure à la pression P_0 et que la phase de refoulement « CD » s'effectue pour une pression dans le cylindre légèrement supérieure à P_k . Ceci a pour effet de déformer la courbe du cycle théorique.

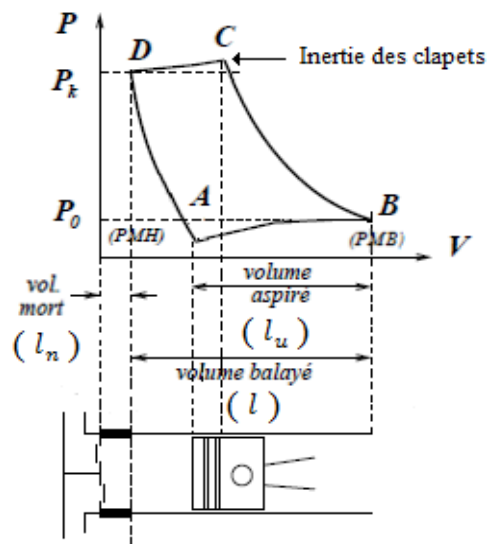


Figure II. 14: cycle de compression réel.

II.4.4 Caractéristiques géométriques :

Elles découlent des dimensions du compresseur. [12]

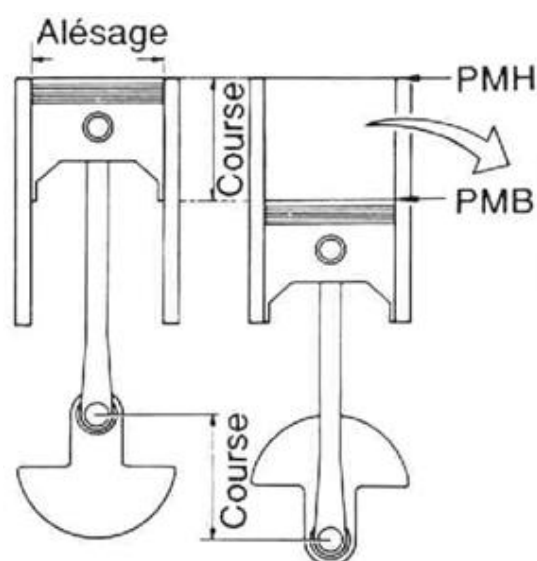


Figure II. 15: Caractéristiques géométriques de compresseur.

CHAPITRE II : Modélisation et identification du compresseur BITZER

➤ La cylindrée (C) correspond au volume des cylindres :

C'est le volume défini entre le point mort haut (PMH) et le point mort bas (PMB) dans un cylindre :

$$C = \frac{\pi D^2}{4} \cdot l \cdot N \cdot 10^{-3} \quad (II.4.1)$$

Avec :

C : Cylindrée en [cm³].

D : Alésage de cylindre en [mm].

l : Course de piston (PMH/PMB) en [mm].

N : Nombre de cylindres.

➤ Le volume horaire balayé :

Correspond au volume balayé par les pistons pendant 1 heure.

$$V_{bal} = C \cdot n \cdot 60 \cdot 10^{-6} \quad (II.4.2)$$

Avec :

V_{bal} : Volume balayé en [m³/s].

C : Cylindrée en [cm³].

n : Vitesse de rotation en [tr/mn].

II.4.5 Caractéristiques thermiques :

Elles découlent du fluide utilisé. [12]

➤ Le volume horaire aspiré :

Correspond au volume de vapeurs aspiré pendant une heure. L'aspiration a lieu pendant la course utile (l_u) :

$$C_u = \frac{\pi D^2}{4} \cdot l_u \cdot N \cdot 10^{-3} \quad (II.4.3)$$

Avec :

C_u : Cylindrée utile en [cm³].

D : Alésage de cylindre en [mm].

l_u : Course de piston en [mm].

N : Nombre de cylindres.

CHAPITRE II : Modélisation et identification du compresseur BITZER

$$V_{asp} = C_u \cdot n \cdot 60 \cdot 10^{-6} \quad (II.4.4)$$

Avec :

V_{asp} : Volume horaire aspiré en [m³/s].

➤ **Le débit masse du fluide :**

C'est le nombre de kilogramme de fluide ayant circulé dans le compresseur en une heure :

$$q_m = \frac{V_{asp}}{V'} \quad (II.4.5)$$

Avec :

q_m : Débit massique du fluide en [kg/s].

V' : Volume massique de fluide en aspiration (vapeur) en [m³/kg].

➤ **Le taux de compression :**

Il correspond au rapport de la pression de refoulement sur celle d'aspiration en valeurs absolues.

$$\tau = \frac{P_k}{P_0} \quad (II.4.6)$$

τ : Taux de compression.

P_k : Pression absolue de condensation en [bar].

P_0 : Pression absolue d'évaporation en [bar].

➤ **Le facteur isentropique :**

Le facteur isentropique d'un gaz « γ » est donné comme suit :

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad (II.4.7)$$

C_p : Capacité thermique massique à pression constante en [kJ/kg.K].

C_v : Capacité thermique massique à pression constante en [kJ/kg.K].

II.4.6 Relations entre les rendements associés à la compression d'une vapeur :

Dans ce qui suit, tous les échanges d'énergie (W, Q) sont rapportés à l'unité de masse de fluide frigorigène transvasé. De tous les éléments de l'installation, c'est le compresseur qui s'écarte le plus de l'idéalité décrite précédemment. Pour caractériser ces écarts on introduit un certain nombre de rendements qui rendent compte des différentes hypothèses prises en compte. [13]

CHAPITRE II : Modélisation et identification du compresseur BITZER

➤ Rendement volumétrique :

Compare le débit-volume de vapeur V_{asp} réellement aspiré par le compresseur et le volume balayé V_{bal} par celui-là :

$$\eta_v = \frac{V_{asp}}{V_{bal}} \quad (II.4.8)$$

Expression du rendement volumétrique résultant d'un espace mort :

$$\eta_v = \frac{V_{asp}}{V_{bal}} = \frac{V_B - V_A}{V_B - V_D} \quad (II.4.9)$$

(A – D) Adiabatique soit :

$$V_A = V_D \left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{1/\gamma} \quad (II.4.10)$$

Le rendement devient :

$$\eta_v = \frac{V_B - V_D + V_D \left(1 - \left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{1/\gamma} \right)}{V_B - V_D} \quad (II.4.11)$$

Soit « ε » le ratio d'espace mort (ou *clearence factor* en anglais) :

$$\varepsilon = \frac{V_{mort}}{C} \quad (II.4.12)$$

D'où le volume mort est égal à :

$$V_{mort} = \frac{1 - \eta_v}{\left((\tau)^{1/\gamma} - 1 \right)} C \quad (II.4.13)$$

Alors le rendement volumétrique dépend donc deux paramètres « ε » et « τ ».

Le rendement volumétrique peut être approché au moyen de la relation suivante :

$$\eta_v = 1 - a \cdot \tau \quad (II.4.14)$$

Pour un compresseur à piston : $a = 0,05$

CHAPITRE II : Modélisation et identification du compresseur BITZER

$$\eta_v = 1 - 0,05\tau \quad (II. 4.15)$$

➤ Rendement indiqué :

Compare la puissance ou le travail mécanique réellement transmis au fluide W_f et le travail qui serait nécessaire dans le cas d'une compression adiabatique réversible W_{is} (c'est à dire isentropique) :

$$\eta_i = \frac{P_{is}}{P_f} = \frac{W_{is}}{W_f} \quad (II. 4.16)$$

$$\eta_i = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2'} - h_1} \quad (II. 4.17)$$

Avec :

h_1 : Enthalpie de fluide frigorigène à l'entrée de compresseur en $[kJ/kg]$.

h_{2s} : Enthalpie de fluide pour une compression isentropique en $[kJ/kg]$.

$h_{2'}$: Enthalpie à la sortie de compresseur influé par indiqué en $[kJ/kg]$.

Le rendement indiqué nécessite le tracé du diagramme indiqué. En général, ce diagramme n'est pas fourni, mais l'expérience montre que le rendement indiqué reste voisin du rendement volumétrique, alors :

$$\eta_i = \eta_v \quad (II. 4.18)$$

➤ Rendement mécanique :

Compare la puissance ou le travail mécanique réellement transmis au fluide W_f et le travail mécanique réellement transmis sur l'arbre du compresseur W_{eff} :

$$\eta_m = \frac{P_f}{P_{eff}} = \frac{W_f}{W_{eff}} \quad (II. 4.19)$$

$$\eta_m = \frac{h_{2'} - h_1}{h_{2réel} - h_1} \quad (II. 4.20)$$

$h_{2réel}$: Enthalpie à la sortie de compresseur influé par indiqué et mécanique en $[kJ/kg]$.

➤ Rendement effectif :

Compare la puissance ou le travail mécanique réellement transmis sur l'arbre du compresseur W_{eff} et le travail qui serait nécessaire si le compresseur était parfait W_{th} :

CHAPITRE II : Modélisation et identification du compresseur BITZER

$$\eta_{eff} = \frac{P_{th}}{P_{eff}} = \frac{W_{th}}{W_{eff}} \quad (II.4.21)$$

On remarquera qu'un compresseur parfait fonctionnant réversiblement et adiabatiquement, et ne présentant pas de volume mort, consomme exactement le travail reçu par le fluide subissant une compression isentropique, On a donc :

$$W_{th} = W_{is} \quad (II.4.22)$$

Et alors :

$$\eta_{eff} = \eta_m \cdot \eta_v \quad (II.4.23)$$

➤ Rendement isentropique

Compare la variation d'enthalpie Δh_r réellement subie par le fluide lors de sa compression, et la variation d'enthalpie Δh_{is} correspondant à une compression adiabatique réversible (c'est à dire isentropique).

$$\eta_{is} = \frac{\Delta h_{is}}{\Delta h_r} \quad (II.4.24)$$

Donc :

$$\eta_{is} = \eta_{eff} \quad (II.4.25)$$

II.4.7 Travail de piston au cours du cycle et la puissance de la machine :

Le travail du piston au cours du cycle est reçu, donc négatif :

$$W_{cycle} = W_{AB} + W_{BC} + W_{CD} + W_{DA} \quad (II.4.26)$$

➤ Le travail d'aspiration :

$$W_{AB} = -P_0(V_B - V_A) \quad (II.4.27)$$

Le travail d'aspiration « W_{AB} » est reçu donc il est négatif.

On a :

$$V_B - V_A = V_{asp}$$

$$\text{Donc :} \quad W_{AB} = -P_0 V_{asp} \quad (II.4.28)$$

➤ Le travail de refoulement :

CHAPITRE II : Modélisation et identification du compresseur BITZER

$$W_{CD} = -P_C(V_D - V_C) \quad (II.4.29)$$

Le travail de refoulement « W_{CD} » est donné donc il est positif.

$$\text{On a : } V_C = V_B \left(\frac{1}{\tau}\right)^{1/\gamma} \text{ et } V_D = V_A \left(\frac{1}{\tau}\right)^{1/\gamma}$$

Donc :

$$W_{CD} = -P_C \left(\frac{1}{\tau}\right)^{1/\gamma} (V_A - V_B) \quad (II.4.30)$$

$$W_{CD} = P_C \cdot V_{asp} \left(\frac{1}{\tau}\right)^{1/\gamma} \quad (II.4.31)$$

$$W_{CD} = P_B \cdot V_{asp} \cdot \tau^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)} \quad (II.4.32)$$

Alors :

$$W_{CD} = P_0 \cdot V_{asp} \cdot \tau^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)} \quad (II.4.33)$$

Alors de (III.28) et (III.33) on a :

$$W_{CD} + W_{AB} = P_0 \cdot V_{asp} \cdot \tau^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)} - P_0 V_{asp} \quad (II.4.34)$$

$$W_{CD} + W_{AB} = P_0 \cdot V_{asp} \left(\tau^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)} - 1 \right) \quad (II.4.35)$$

➤ Le travail de compression :

Le taux de compression « τ » est défini comme suit :

$$\frac{P_D}{P_A} = \frac{P_C}{P_B} \quad (II.4.36)$$

$$W_{BC} = \frac{(P_B V_B - P_C V_C)}{(\gamma - 1)} \quad (II.4.37)$$

Le travail de compression « W_{BC} » est reçu donc il est négatif.

On a :

$$P_B V_B^\gamma = P_C V_C^\gamma \quad (II.4.38)$$

CHAPITRE II : Modélisation et identification du compresseur BITZER

Alors :

$$W_{BC} = \frac{P_B V_B (1 - \tau^{(\gamma-1)/\gamma})}{(\gamma - 1)} \quad (II. 4.39)$$

➤ **Le travail de détente :**

$$W_{DA} = \frac{(P_A V_A - P_D V_D)}{(\gamma - 1)} \quad (II. 4.40)$$

Le travail de détente « W_{BC} » est reçu donc il est négatif.

On a :

$$P_D V_D^\gamma = P_A V_A^\gamma \quad (II. 4.41)$$

Alors :

$$W_{DA} = \frac{P_A V_A (\tau^{(\gamma-1)/\gamma} - 1)}{(\gamma - 1)} \quad (II. 4.42)$$

Alors de (II. 39) et (II. 42) on a :

$$W_{BC} + W_{DA} = \frac{P_B V_B (1 - \tau^{(\gamma-1)/\gamma})}{(\gamma - 1)} + \frac{P_A V_A (\tau^{(\gamma-1)/\gamma} - 1)}{(\gamma - 1)} \quad (II. 4.43)$$

Puisque :

$$P_A = P_B = P_0 \text{ Et } V_B - V_A = V_{asp}$$

Alors :

$$W_{BC} + W_{DA} = \frac{P_0 V_{asp} (1 - \tau^{(\gamma-1)/\gamma})}{(\gamma - 1)} \quad (II. 4.44)$$

Le travail de piston et la puissance de la machine sont donnés comme suit :

$$W_{cycle} = P_0 V_{asp} \frac{\left(1 - \tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)}{(\gamma - 1)} + P_0 \cdot V_{asp} \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right) \quad (II. 4.45)$$

$$W_{cycle} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} P_0 \cdot V_{asp} \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right) \quad (II. 4.46)$$

CHAPITRE II : Modélisation et identification du compresseur BITZER

II.4.8 Diagnostic et résultats :

- **Calcul de la cylindrée (C) des cylindres :**

$$C = \frac{\pi D^2}{4} \cdot l \cdot N \cdot 10^{-3} = \frac{\pi(82)^2}{4} \times 60 \times 8 \times 10^{-3} = 2533.6 \text{ cm}^3$$

- **Calcul du volume horaire balayé :**

$$V_{bal} = C \cdot n \cdot 60 \cdot 10^{-6} = 2533.6 \times 8 \times 60 \times 10^{-6} = 220,42 \text{ m}^3/h$$

Proche à celui donné sur la plaque signalétique du compresseur (220,5 m³/h) (voir annexe).

- **Calcul du rendement volumétrique :**

$$\eta_v = 1 - 0,05\tau = 1 - 0,05 \times \frac{13,54}{4,21} = 1 - 0,05 \times 3,23 = \eta_i = 0,83$$

- **Calcul du volume mort :**

$$V_{mort} = \frac{1 - \eta_v}{((\tau)^{1/\gamma} - 1)} C$$

Sachant que : $\gamma = \frac{c_p}{c_v} = \frac{0,74}{0,57} = 1,3$

$$V_{mort} = \frac{1 - 0,83}{((3,23)^{1/1,3} - 1)} \times 2533,6 = 295 \text{ cm}^3$$

Remarque : Pour un compresseur le volume mort n'est pas variable, contrairement au moteur à combustion interne qui est doté d'un système pour varier son volume mort suivant le besoin.

- **Calcul du volume horaire aspiré et cylindrée utile :**

$$V_{asp} = \eta_v \cdot V_{bal} = 0,83 \times 220,42 = 182,94 \text{ m}^3/h$$

D'où la cylindrée utile est égale à :

$$C_u = \frac{V_{asp}}{n \cdot 60 \cdot 10^{-6}} = \frac{182,94}{1450 \cdot 60 \cdot 10^{-6}} = 2102,75 \text{ cm}^3$$

- **Calcul du débit massique :**

$$q_m = \frac{V_{asp}}{v'} = \frac{182,94}{0,0553 \times 3600} = 0,9 \text{ kg/s}$$

- **Calcul du rendement mécanique et effectif :**

$$\eta_m = \frac{h_{2'} - h_1}{h_{2r\acute{e}el} - h_1}$$

CHAPITRE II : Modélisation et identification du compresseur BITZER

$$h_{2'} = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_i} + h_1$$

Donc :

$$\eta_m = \frac{h_{2s} - h_1}{(h_{2réel} - h_1)\eta_i} = \frac{453 - 418}{(472 - 418) \times 0.83} \approx 0.8$$

Donc, le rendement effectif est égal à :

$$\eta_{eff} = \eta_m \cdot \eta_v = 0.8 \times 0.83 = \eta_{is} = 0,67$$

➤ **Calcul du travail de piston :**

$$W_{cycle} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} P_0 \cdot C_u \left(\tau^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)} - 1 \right)$$

$$W_{cycle} = \frac{1.3}{1.3 - 1} \times 4.3 \times 10^5 \times 2102.75 \times 10^{-6} \times \left(3.23^{\left(\frac{1.3-1}{1.3}\right)} - 1 \right) = 1,21 \text{ kJ}$$

➤ **La puissance théorique de la machine :**

$$\begin{aligned} P_{th} &= \frac{\gamma}{\gamma - 1} P_0 \cdot V_{asp} \left(\tau^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)} - 1 \right) = \frac{1.3}{1.3 - 1} \times 4.3 \times 10^5 \times \frac{182.94}{3600} \left(3.23^{\left(\frac{1.3-1}{1.3}\right)} - 1 \right) \\ &= 29,3 \text{ kW} \end{aligned}$$

II.5 Pertes énergétiques :

Dans un compresseur à piston, deux types de pertes sont généralement considérés :

➤ **Les pertes mécaniques et thermodynamiques :**

Celles qui proviennent des irréversibilités thermodynamiques et mécaniques qui prennent place en son sein, qui sont le plus souvent caractérisées par son rendement isentropique.

- Les effets de paroi sont très pénalisants car ils augmentent fortement le travail de compression en déformant l'isentropique.
- Les pertes dues aux clapets viennent ensuite.

A taux de compression donné, le rendement isentropique passe – lorsque la vitesse varie – par un maximum voisin de celui de rendement volumétrique.

➤ **Les pertes thermiques et visqueuses :**

Celles qui viennent réduire la capacité du compresseur, qui sont représentés par son rendement volumétrique.

CHAPITRE II : Modélisation et identification du compresseur BITZER

- Pertes dues à l'espace mort.
- Pertes dues aux pertes de charge dans les collecteurs de refoulement et d'aspiration.
- Pertes dues aux effets de paroi.
- Pertes dues aux défauts d'étanchéité (au niveau des segments, des pistons et des clapets).
- Pertes dues aux pertes de charge dans les clapets d'aspiration et de refoulement.

Il existe en particulier un taux de compression limite au-delà duquel le compresseur ne fournit plus aucun débit de fluide. Physiquement, cela signifie qu'en fin de détente, la masse contenue dans l'espace mort occupe – à la pression « P_{asp} » – l'ensemble du volume cylindre, de telle sorte que le compresseur ne peut plus rien aspirer. [19]

II.6 Lubrification du compresseur :

La lubrification a trois fonctions essentielles :

- Lubrifier les pièces mécaniques en mouvement de façon à diminuer les frottements (paliers, segments, clapets, etc.) et pour limiter l'usure des organes.
- Permettre l'étanchéité statique et dynamique (exemple : segment, cylindre).
- Assurer un refroidissement des pièces mécaniques en mouvement et participer à l'équilibre thermique des machines.
- Augmenter le rendement mécanique des machines.

Les qualités que doit présenter une huile pour lubrification de machines frigorifiques :

Bas point de figeage, acidité nulle, teneur en eau nulle, non hygroscopique (ou très faiblement), viscosité appréciable à base et haute température, teneur en paraffine nulle, stables vis-à-vis du fluide frigorigène et des matériaux en contact avec celle-ci, stables thermiquement, effet moussant faible, point de floculation faible.

II.6.1 Type de lubrifiant :

Les considérations précédemment citées font que pour la lubrification des compresseurs on fait appel aux huiles minérales, extraites des pétroles et aux lubrifiants de synthèse.

➤ Huiles minérales :

Les huiles minérales pour la lubrification des compresseurs frigorifiques sont des mélanges d'hydrocarbures sans cire spécifiquement sélectionnés pour leur très bonne fluidité à basse température.

➤ Lubrifiant de synthèse :

Il est obtenu par synthèse chimique à partir de molécules judicieusement sélectionnées, ou par hydrocraquage d'une huile minérale. Cette base synthétique est un mélange constitué de molécules nobles de tailles homogènes. On trouve :

- Huiles alkylbenzènes.
- Huiles polyalphaléphines.

CHAPITRE II : Modélisation et identification du compresseur BITZER

- Huiles polyalkylèneglycols.
- Lubrifiants polyesters. [9]

II.6.2 Dispositif de lubrification :

On distingue de genre de lubrification, avec une pompe à l'huile ou avec barbotage.

➤ Lubrification par barbotage :

Les têtes de bielle plongent dans l'huile et la projette à l'intérieur du carter lors des remontées. Cette technique convient pour des petits compresseurs dont la vitesse de rotation ne dépasse pas 800 tr/mn. Pour des vitesses supérieures, on constate la formation d'émulsion d'huile formée par l'agitation créée par les têtes de bielle.

➤ Lubrification avec pompe à huile :

Les pompes à huile sont de type volumétrique. Grâce à l'artifice de la lunule, le sens de l'écoulement de l'huile n'est pas affecté par le sens de rotation.

La pression de refoulement de ces pompes varie généralement entre 3 et 5 bars au-dessus de la pression régnant dans le carter (basse pression). [11]

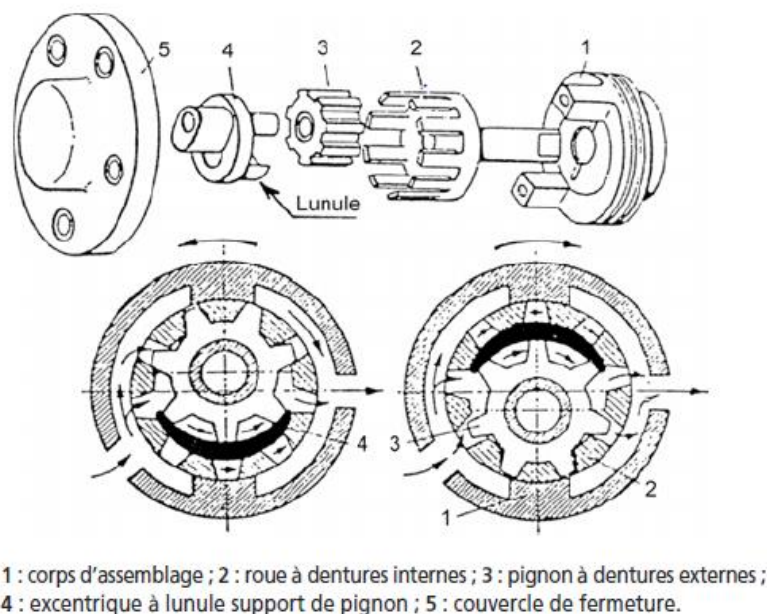


Figure II. 16: Schéma de principe d'une pompe à huile.

II.6.3 Cheminement d'huile dans le compresseur :

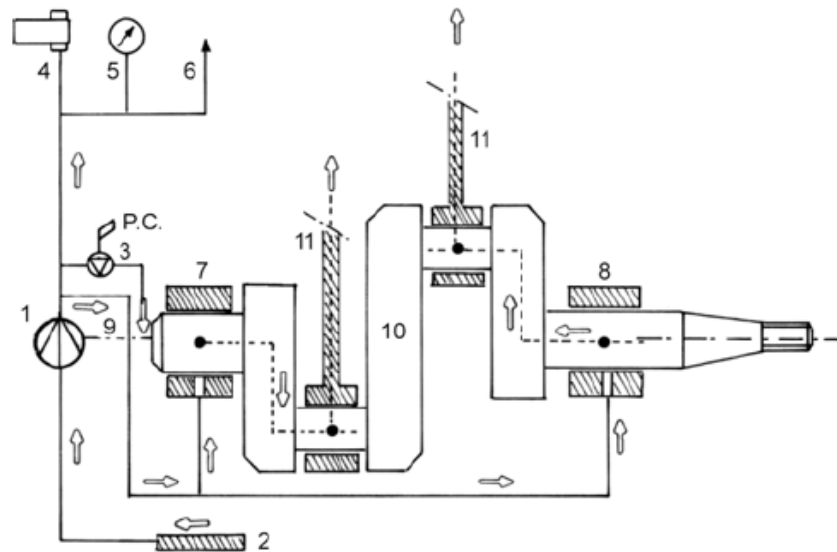
Un circuit classique de lubrification sous pression comporte :

- Un filtre d'aspiration à l'entrée du circuit disposé dans l'huile
- Une pompe à huile entraînée par l'arbre vilebrequin

CHAPITRE II : Modélisation et identification du compresseur BITZER

- Un filtre de refoulement à mailles fines (chez certains constructeurs)
- Un dispositif de réglage de la pression de lubrification (pressostat différentiel)

L'huile retourne ensuite dans le carter de diverses manières (fuites internes des paliers et manetons, fuite permanente de la garniture, raclage des parois internes des cylindres, chambres d'aspiration, retour de la soupape de décharge). La pompe à huile délivre une pression supérieure à la pression régnant dans le carter (à peu près la pression d'aspiration). [11]



1 : pompe à huile ; 2 : filtre d'aspiration de l'huile ; 3 : soupape de décharge garantissant une pression d'huile maximale au refoulement de la pompe à huile ; 4 : pressostat différentiel d'huile ; 5 : manomètre d'huile ; 6 : départ de l'huile vers les dispositifs de réduction de puissance ; 7 : palier avant ; 8 : palier arrière ; 9 : dispositif d'entraînement de la pompe à huile ; 10 : vilebrequin ; 11 : bielles avec canal central permettant l'admission de l'huile aux axes de piston.

Figure II. 17: Schéma de principe illustrant le cheminement d'huile dans le compresseur.

II.6.4 Pressostats différentiels d'huile :

Le pressostat différentiel d'huile est raccordé à la pompe à huile (soufflet du bas) et à la basse pression (soufflet du haut).

CHAPITRE II : Modélisation et identification du compresseur BITZER

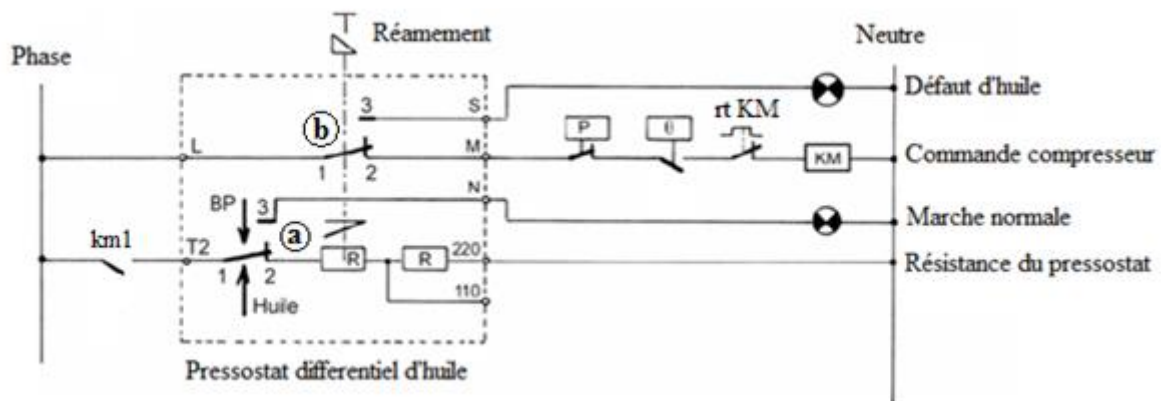


Figure II. 18: Schéma de raccordement électrique de pressostat différentiel d'huile.

La figure II.18 représente le schéma de raccordement électrique d'un pressostat différentiel d'huile. En marche normale, le contact « a » est établi entre 1 et 3 et le contact « b » est établi entre 1 et 2.

En fonctionnement, lors d'un manque de pression d'huile, le contact « a » s'établit entre 1 et 2, les résistances « R » sont alimentées ; si la durée du défaut dépasse la temporisation du pressostat, le bilame pousse le contact « b » vers le haut : il y a mise à l'arrêt du compresseur et alimentation d'une alarme sonore ou visuelle. Le contact « b » est à réarmement manuel : en cas de défaut d'huile, l'intervention d'un technicien est donc nécessaire. [11]

II.7 Limites d'utilisation de compresseur :

Le compresseur peut être utilisé jusqu'à une température d'évaporation $t_0 = 12.5\text{ °C}$. Au-dessus de cette température, le moteur serait surchargé (puissance motrice élevée). La production du froid ne revêt aucun sens dans cette gamme de températures.

Le compresseur peut être utilisé jusqu'à une température de condensation de $t_c = 63\text{ °C}$. Cette limite résulte d'une part de la surpression de service tolérée du côté haute pression et d'autre part de la température critique des gaz chauds t_{V2h} .

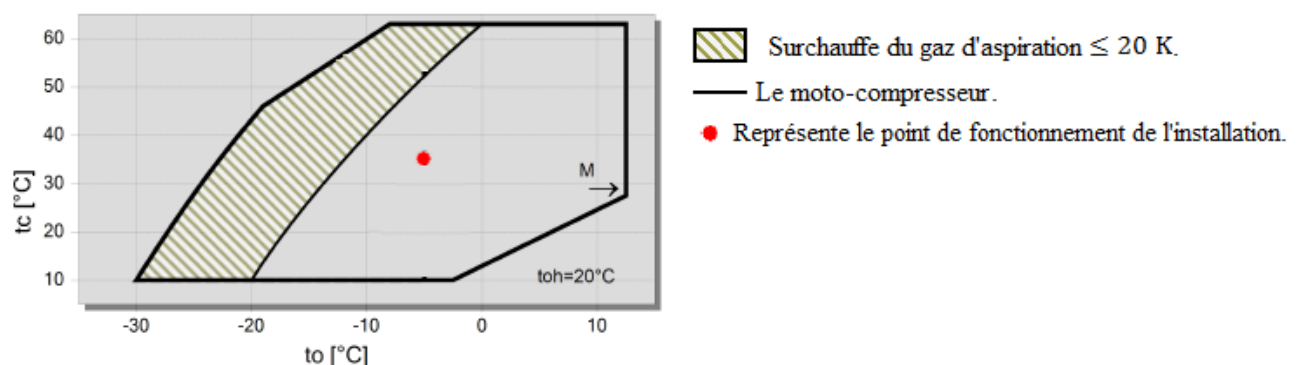


Figure II. 19: Limites d'utilisation de compresseur.

CHAPITRE II : Modélisation et identification du compresseur BITZER

Selon le fabricant et la construction du compresseur, la température des gaz chauds, mesurée au tube de pression du compresseur, est limitée de 120 °C à 140 °C. La température du gaz régnant à l'intérieur de la chambre de compression peut être de 20 à 30 K plus élevée. Il existe un réel danger de cokéfaction de l'huile. Les hautes températures des tubulures de pression favorisent entre autres les réactions chimiques éventuelles dans la combinaison fluide frigorigène, lubrifiant, eau et crasse. Des températures élevées de gaz chauds ont des effets négatifs sur la durée de vie du compresseur.

Le compresseur est conçu pour fonctionner à une température d'évaporation $t_k = -30$ °C. La température des gaz serait trop élevée au-dessus de cette température.

De plus, le débit massique du fluide frigorigène exigé diminuerait de façon dramatique.

Les surpressions de fonctionnement maximales tolérées des parties haute et basse pression ainsi que le régime maximal et minimal du compresseur constituent également des limites d'application. Le compresseur subit une surchauffe aux régimes élevés et les paliers ne sont pas suffisamment lubrifiés dans les bas régimes en raison d'un débit de refoulement trop faible de la pompe à huile. [10]

II.8 Moteur d'entraînement :

L'entraînement de compresseur peut se faire de deux façons, avec un moteur thermique ou bien un moteur électrique. Dans notre cas l'entraînement se fait avec un moteur asynchrone triphasé, avec un mode de démarrage partiel. [8]

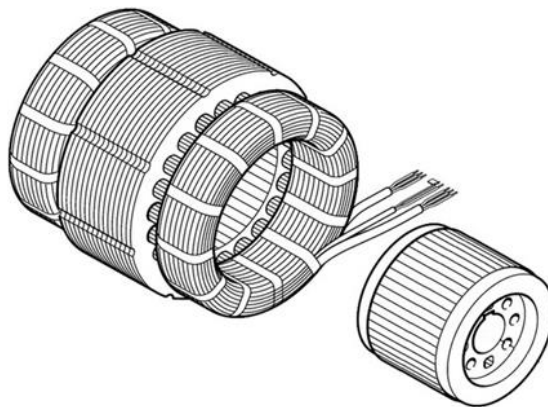


Figure II. 20: Stator et rotor de moteur électrique.

II.8.1 Caractéristique du moteur :

Le moteur est caractérisé comme suit :

- Tension moteur : 380 – 420V / 50Hz.
- Intensité de fonctionnement max. : 139,0 A.
- Ratio de bobinage (ou partage de bobinage) : 60/40 %.
- Intensité de démarrage : 401,0 A Δ – 590,0 A $\Delta\Delta$.
- Puissance absorbée max. : 78,0 kW.
- Classe d'isolement : IP 54.

II.8.2 Modélisation du moteur électrique :

Le modèle de la machine asynchrone présenté est un modèle "régime permanent". C'est à dire que la machine est supposée fonctionner en régime établi, qu'elle est alimentée sous un système triphasé de valeur efficace constante et qu'elle tourne à une vitesse constante. Les grandeurs sont alors sinusoïdales et l'approche dans l'espace complexe est valable (vecteurs de Fresnel), mais ce modèle n'est pas valable si la machine est alimentée par un onduleur triphasé commandé suivant un schéma de contrôle.

➤ Equations électriques :

Les enroulements des trois phases statoriques et des trois phases rotoriques dans l'espace peuvent être représentés comme indiqué en (Figure. II 21) Les phases rotoriques sont court-circuitées sur elles-mêmes. « θ » est l'angle électrique entre l'axe de la phase « a_s » statorique et la phase « a_r » rotorique.

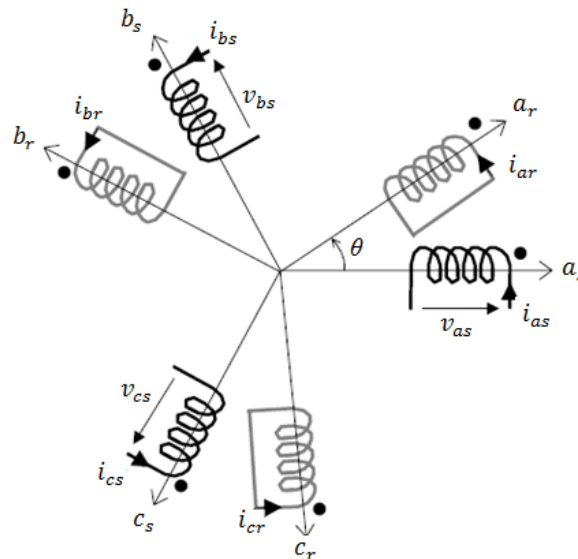


Figure II. 21: Représentation des enroulements statoriques et rotoriques.

La loi de Faraday permet d'écrire :

$$v = R \cdot i + \frac{d\varphi}{dt} \quad (II.8.1)$$

Pour les trois phases statoriques on résume par l'écriture matricielle condensée :

$$[v_{abc}]_{stator} = R_s \cdot [i_{abc}]_{stator} + \frac{d}{dt} [\varphi_{abc}]_{stator} \quad (II.8.2)$$

Cette notation est l'écriture condensée de :

CHAPITRE II : Modélisation et identification du compresseur BITZER

$$\begin{bmatrix} v_{as} \\ v_{bs} \\ v_{cs} \end{bmatrix} = R_s \cdot \begin{bmatrix} i_{as} \\ i_{bs} \\ i_{cs} \end{bmatrix} + \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \varphi_{as} \\ \varphi_{bs} \\ \varphi_{cs} \end{bmatrix} \quad (II.8.3)$$

La résistance statorique étant la même pour les trois phases, il n'y pas lieu d'écrire une matrice de résistances.

De même pour le rotor :

$$[v_{abc}]_{rotor} = R_r \cdot [i_{abc}]_{rotor} + \frac{d}{dt} [\varphi_{abc}]_{rotor} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (II.8.4)$$

Le rotor étant en court-circuit, ses tensions sont nulles.

Chaque flux comporte une interaction avec les courants de toutes les phases y compris la sienne (notion de flux / inductance propre).

- Exemple de la phase « a » statorique :

$$\varphi_{as} = l_s i_{as} + m_s i_{bs} + m_s i_{cs} + m_s i_{bs} + m_1 i_{ar} + m_3 i_{br} + m_2 i_{cs} \quad (II.8.5)$$

En matriciel :

$$\begin{bmatrix} \varphi_{as} \\ \varphi_{bs} \\ \varphi_{cs} \\ \varphi_{ar} \\ \varphi_{br} \\ \varphi_{br} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_s & m_s & m_s & m_1 & m_3 & m_2 \\ m_s & l_s & m_s & m_2 & m_1 & m_3 \\ m_3 & m_2 & l_s & m_3 & m_2 & m_1 \\ m_1 & m_2 & m_3 & l_r & m_r & m_r \\ m_3 & m_1 & m_2 & m_r & l_r & m_r \\ m_2 & m_3 & m_1 & m_r & m_r & l_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{as} \\ i_{bs} \\ i_{cs} \\ i_{ar} \\ i_{br} \\ \varphi_{br} \end{bmatrix} \quad (II.8.6)$$

Où :

l_s : Inductance propre d'une phase statorique.

l_r : Inductance propre d'une phase rotorique.

m_s : Inductance mutuelle entre deux phases statoriques.

m_r : Inductance mutuelle entre deux phases rotoriques.

$$\begin{cases} m_1 = m_{sr} \cdot \cos(\theta) \\ m_2 = m_{sr} \cdot \cos(\theta - \frac{2\pi}{3}) \\ m_3 = m_{sr} \cdot \cos(\theta - \frac{4\pi}{3}) \end{cases}$$

CHAPITRE II : Modélisation et identification du compresseur BITZER

m_{sr} : Le maximum de l'inductance mutuelle entre une phase statorique et une phase rotorique.

➤ Equation mécanique :

L'équation fondamentale de rotation du rotor est décrite par les relations suivantes :

$$C_{em} - C_r = J \frac{d\Omega}{dt} \quad (II.8.7)$$

On a :

$$\Omega = \frac{\omega}{p} \quad (II.8.8)$$

Avec :

C_{em} : Couple électromagnétique du moteur en [$N.m$].

C_r : Couple résistant du moteur en [$N.m$].

Ω : vitesse de rotation mécanique en [rad/s].

J : Inertie totale des parties tournante en [kg/m^2].

ω : Pulsation propre [rad/s].

p : Nombre de pair de pole.

➤ Equation du couple électromagnétique :

Le couple électromagnétique s'exprime par la dérivée partielle d'énergie électromagnétique, on obtienne alors :

$$C_{em} = p [i_{sa} \ i_{sb} \ i_{sc}] \frac{d}{dt} [M_{sr}] \begin{bmatrix} i_{ra} \\ i_{rb} \\ i_{rc} \end{bmatrix} \quad (II.8.9)$$

➤ Transformation triphasé – diphasé :

Le but de l'utilisation de cette transformation est de passer d'un système triphasé « abc » vers un système diphasé « $\alpha\beta$ ». Il existe principalement deux transformations : Clarke et Concordia.

La transformation de Clarke conserve l'amplitude des grandeurs mais pas la puissance ni le couple (on doit multiplier par un coefficient $3/2$). Tandis que celle de Concordia, qui est normée, elle conserve la puissance mais pas les amplitudes.

➤ Transformation diphasé – triphasé « Park » :

La transformation de Park est constituée d'une transformation triphasée - diphasée suivie d'une rotation. Elle permet de passer du repère abc vers le repère « $\alpha\beta$ » puis vers le repère « dq » le repère « $\alpha\beta$ » est toujours fixe par rapport au repère « abc » par contre le repère « dq » est mobile. Il forme avec le repère fixe « $\alpha\beta$ » un angle qui est appelé l'angle de la transformation de Park ou angle de Park. [20]

II.8.3 Mode de démarrage du moteur électrique :

A côté de la méthode habituelle de démarrage « étoile/triangle » par changement de branchement du bobinage du stator, le moteur à bobinage « partiel » s'est largement imposé dans l'industrie du froid et a même relégué le moteur « étoile/triangle » au second rang dans de nombreux domaines d'application.

La connexion électrique se distingue du principe Y/Δ par une combinaison différente des contacteurs. Contrôle et installation de sécurité peuvent être exécutés de manière identique. [8]

II.8.4 Construction du moteur :

Pour ce type de moteur, le bobinage du stator est séparé en deux parties construites de façon de raccordement en « Y/YY » ou « $\Delta/\Delta\Delta$ » (voir Figure II 2).

Les deux paquets de bobines sont disposés en parallèle dans les rainures du bobinage. Ils sont réciproquement isolés. Ce principe de construction permet le démarrage des deux bobinages partiels en étapes (effet de retardement), ce qui réduit considérablement le courant au démarrage.

Par rapport au système « Y/Δ », la conception de bobinage divisé a l'avantage que tout changement s'effectue sans interruption de la tension et élimine par là un pic ultérieur de courant. D'autre part on ne nécessite que deux petits contacteurs du moteur, réduisant de manière considérable l'investissement et l'encombrement nécessaire. [8]

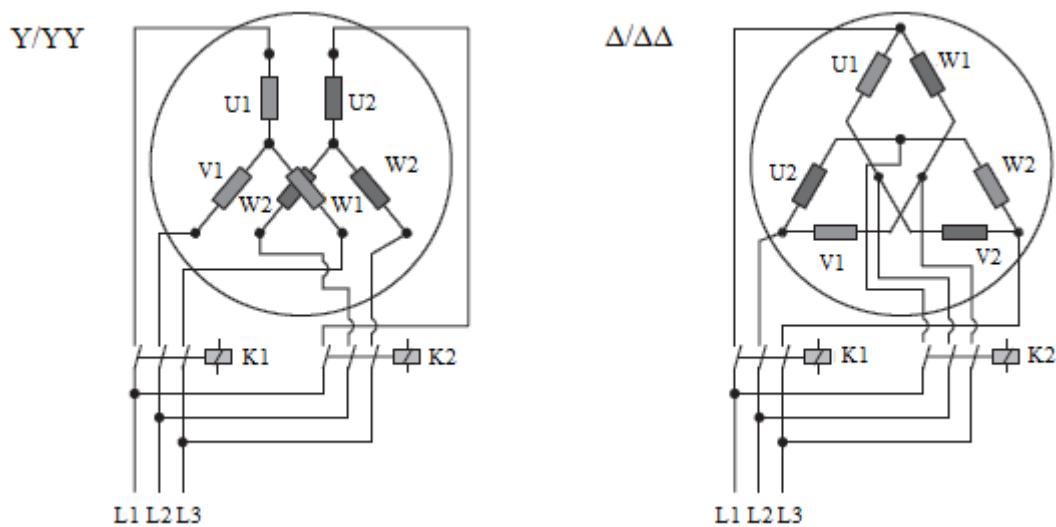


Figure II. 22: Schéma de bobinage du stator et de contacteur du moteur.

II.8.5 Caractéristiques spéciales pour les moteur Bitzer :

- Partage de bobinage « 60 – 40% » pour des compresseurs à 8 cylindres.
- Faible courant au démarrage.
- Champ magnétique équilibré.
- Charge constante du bobinage.
- Protection du bobinage par 6 sondes à CTP. [8]

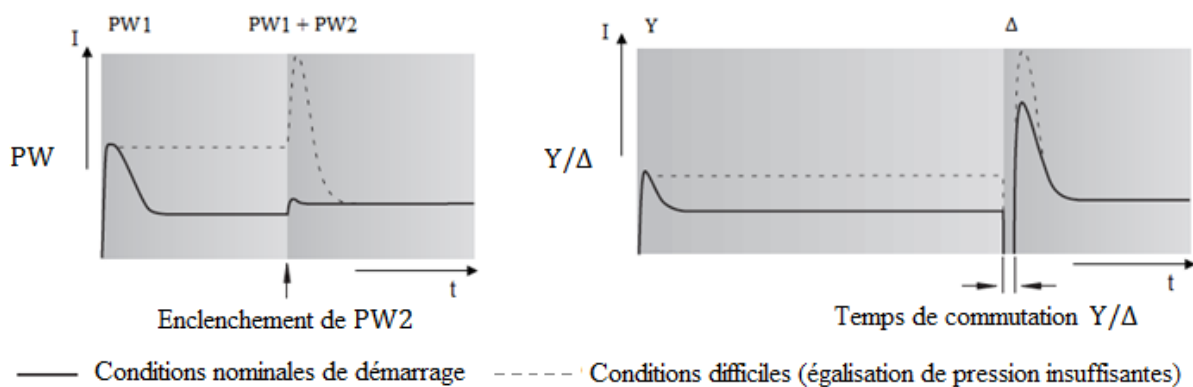


Figure II. 23: Caractéristique du courant de démarrage ((PW1 :bobinage 1)/(PW2 :bobinage 2))

II.9 Conclusion :

En plus d'organes composants le compresseur nous avons présenté dans ce chapitre les différentes caractéristiques du compresseur quelles soit géométrique ou bien thermiques, nous avons vue ainsi la lubrification du compresseur qui joue un rôle très important au bon fonctionnement, d'autre part nous avons vu le type de moteur électrique utilisé pour l'entraînement de compresseur ainsi que son mode de démarrage particulier (démarrage partiel) en domaine de froid industriel.

III.1 Introduction :

Dans ce chapitre nous allons présenter le type de la régulation utilisée dans notre étude, ainsi que l'automatisation du compresseur « Bitzer » élaboré à partir de schéma électrique et l'analyse fonctionnelle de notre système et cela en utilisant les logiciels SIEMENS « STEP 7 » et Win CC.

III.2 Type de régulation existante en froid :

On distingue généralement de deux types de régulations en froid, régulation thermostatique (ou de température) dont le thermostat d'ambiance commande le compresseur frigorifique et la régulation de pressostatique (ou de pression) dont le pressostat basse pression de régulation commande le compresseur frigorifique. [21] Dans notre cas la régulation utilisée est la régulation thermostatique.

III.2.1 Régulation thermostatique :

Pour la régulation thermostatique et Pomp-down, il faut connaître la nature du fluide frigorigène et la nature des denrées à conserver. Dans notre cas nous utilisons le R22, une régulation thermostatique pour produire le froid nécessaire à l'unité de conditionnement d'huile.

L'objectif ici est d'avoir une température de consigne à 15°C avec un différentiel de 2°C c'est-à-dire que le compresseur marche tant que la température de 15°C n'est pas atteinte dans le poste de refroidissement. Lorsque la température de consigne est atteinte, le compresseur s'arrête. Dès que la température remonte et atteint les 17°C, le compresseur se remet en marche pour évacuer les calories de poste de refroidissement.

Sur un pressostat BP il n'y a que deux variables qui sont réglables :

- Le **CUT IN** (l'enclenchement – marche).
- Le **DIFF** (le déclenchement – arrêt).

Pour une température de consigne de 15°C et avec un différentiel de 2°C le « CUT IN » doit être réglé à la valeur de la relation pression / température du fluide de 17°C. C'est à dire, pour le fluide que utilisé, le R22, la relation pression / température m'indique pour 17°C une valeur de 8,3 bars (relatif). Pour le R22 :

- 17°C → 8,3 bars
- -5°C (température d'évaporation) → 4.3 bars.

Le différentiel est donc calculer comme suit : $8,3 - 4,3 = 4$ bar

Le « DIFF » du pressostat BP sera pré-réglé à 4bars. Ces valeurs sont à ajuster en fonctionnement avec la température réelle à l'intérieur de la chambre froide, car les indications qui sont inscrites sur le pressostat BP sont indicatives. Donc les valeurs de pré-réglage sont :

- CUT IN : 8,3 bars
- DIFF : 4 bars

CHAPITRE III : Automatisation et supervision de compresseur BITZER

III.2.2 Système de régulation tirage au vide ou « Pomp-down » :

L'intérêt de ce type de régulation est de diminuer la solubilité de fluide frigorigène dans le lubrifiant. Le thermostat commande l'électrovanne en fonction de la température de poste à refroidir. Le pressostat enclenche le compresseur à la température d'évaporation correspondant à la température haute de poste à refroidir, Il existe deux variantes : [21]

➤ Tirage au vide automatique :

Avec cette automaticité, le compresseur peut démarrer même s'il n'y a pas de demande de froid.

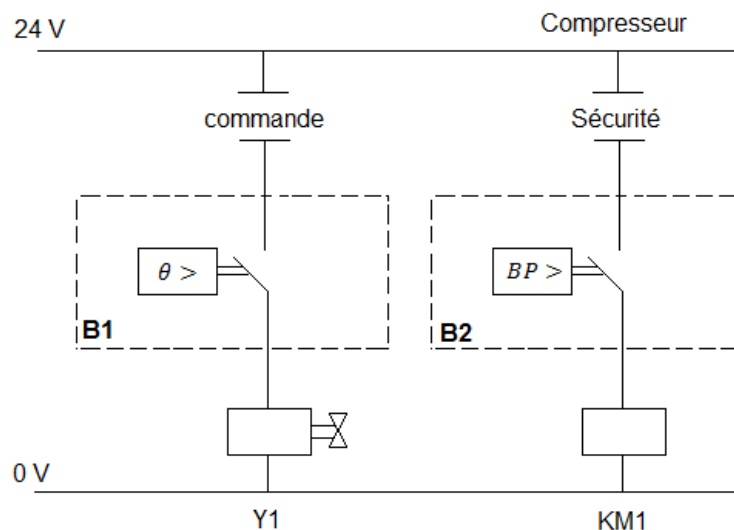


Figure III. 1: Schéma de tirage au vide automatique.

➤ Tirage au vide unique :

Le compresseur ne pourra pas démarrer sans demande de froid.

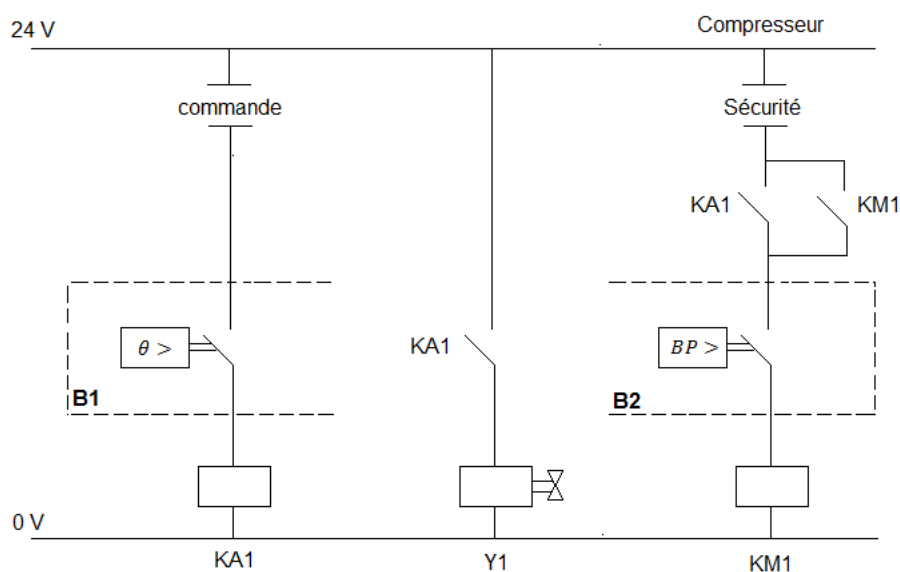


Figure III. 2: Schéma tirage au vide unique.

CHAPITRE III : Automatisation et supervision de compresseur BITZER

Remarque : Pour notre étude la régulation utilisée est celle de tirage à vide unique.

En remplaçant la logique câblée utilisée actuellement par une logique programmée, on devrait changer quelques appareils qui ont un aspect mécanique par des appareils totalement électriques, le tableau suivant montre les principaux appareils à remplacés :

Logiques câblée	Logique programmée
Pressostat basse pression de sécurité	Capteur de pression placé à la ligne basse pression
Pressostat basse pression de régulation	
Pressostat haute pression de sécurité	Capteur de pression placé à la ligne haute pression
Pressostat haute pression de régulation	
Thermostat de température ambiante	Sonde de température.
Détendeur thermostatique à égalisation de pression externe.	Détendeur électronique.

III.3 Logiciel programmable « STEP 7 » :

STEP 7 est le progiciel de base pour la configuration et la programmation de systèmes d'automatisation SIMATIC. Il fait partie de l'industrie logicielle SIMATIC. Le progiciel de base STEP 7 existe en plusieurs versions :

- STEP 7-Micro/DOS et STEP 7-Micro/Win pour des applications autonomes simples sur SIMATIC S7 - 200.
- STEP 7 pour des applications sur SIMATIC S7-300/400, SIMATIC M7-300/400 et SIMATIC C7 présentant des fonctionnalités supplémentaires :
 - Possibilité d'extension grâce aux applications proposées par l'industrie logicielle SIMATIC.
 - Possibilité de paramétrage de modules fonctionnels et de modules de communication.
 - Forçage et fonctionnement multiprocesseur.
 - Communication par données globales
 - Transfert de données commandé par événement à l'aide de blocs de communication et de blocs fonctionnels
 - Configuration de liaisons

STEP 7 fait l'objet du présent manuel d'utilisation, STEP 7-Micro étant décrit dans la documentation "STEP 7-Micro/DOS".

III.3.1 Gamme de modules :

Le SIMATIC S7-300 est un système d'automatisation modulaire offrant la gamme de modules suivants :

- Unités centrales (CPU) de capacités différentes, certaines avec d'entrées/sorties intégrées (ex : CPU314C) ou avec interface PROFIBUS intégrée (ex : CPU315-2DP).
- Modules d'alimentation PS avec 2A, 5A ou 10A.

CHAPITRE III : Automatisation et supervision de compresseur BITZER

- Modules d'extension IM pour configuration de plusieurs lignes du SIMATIC S7-300.
- Modules de signaux SM pour entrées et sorties numériques et analogiques.

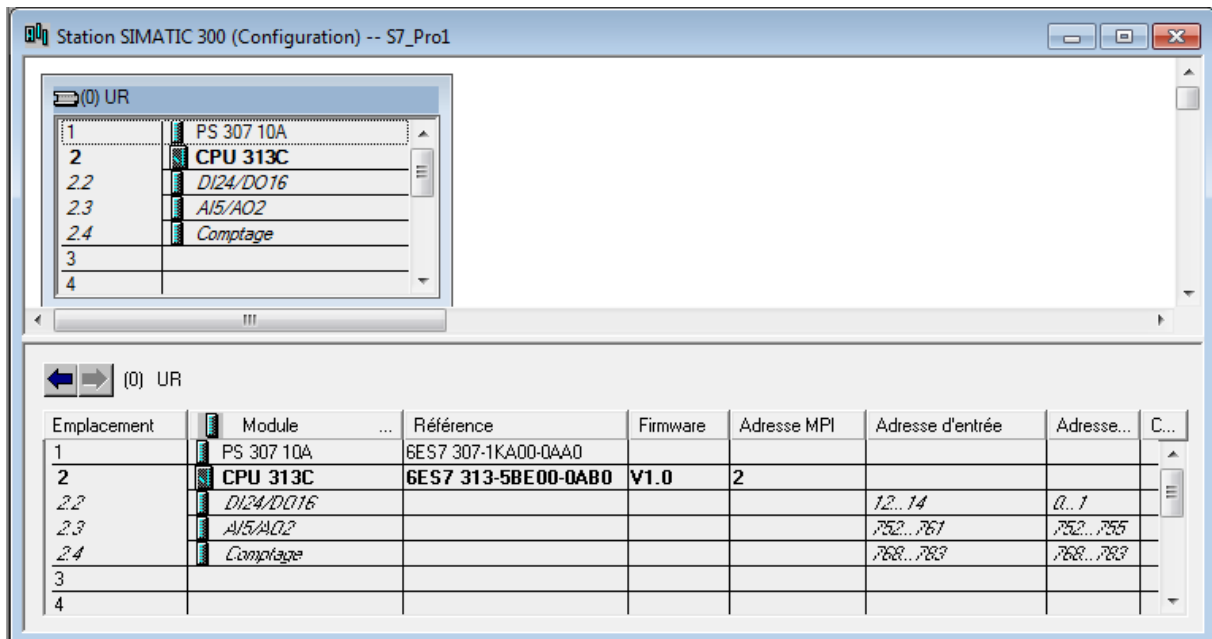


Figure III. 3: Configuration modulaire de notre programme.

III.3.2 Interface de programmation MPI :

Une liaison MPI est nécessaire pour programmer un SIMATIC S7-300 depuis le PC ou la PG. MPI signifie **M**ulti **P**oint **I**nterface (interface multipoint) et est une interface de communication utilisée pour la programmation, le contrôle-commande avec HMI et l'échange de données entre des CPU SIMATIC S7.

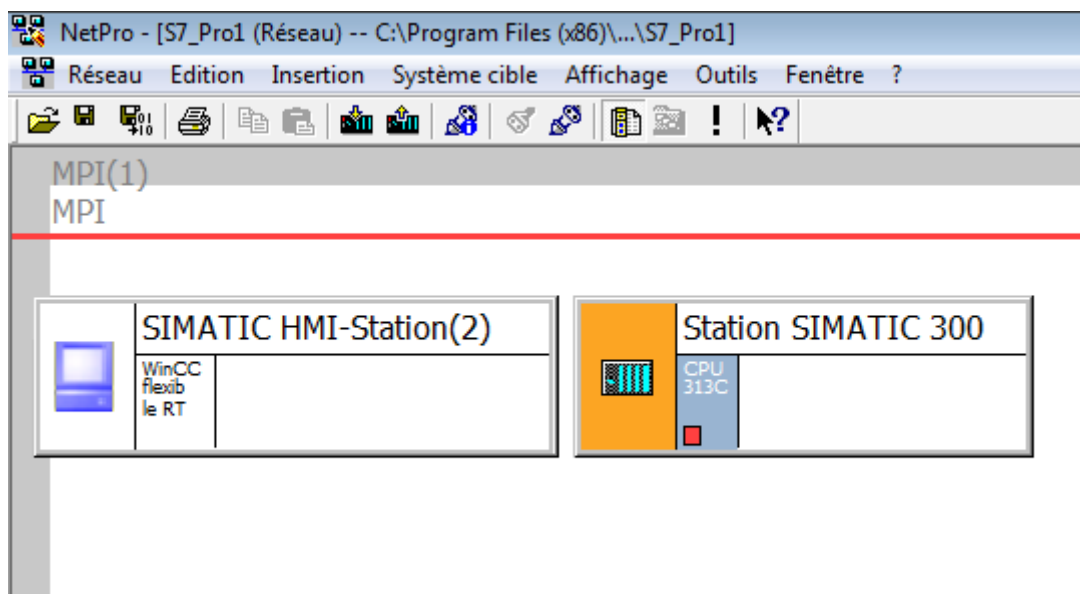


Figure III. 4: L'interface MPI sur Step 7.

CHAPITRE III : Automatisation et supervision de compresseur BITZER

III.3.3 Programmes dans une CPU :

Deux programmes différents s'exécutent dans une CPU :

- Le système d'exploitation :

Système d'exploitation Le système d'exploitation, contenu dans chaque CPU, organise toutes les fonctions et procédures dans la CPU qui ne sont pas liées à une tâche d'automatisation spécifique.

- Le programme utilisateur :

Vous devez créer votre programme utilisateur et le charger dans la CPU. Il contient toutes les fonctions nécessaires au traitement de votre tâche d'automatisation spécifique. [14]

En partant du schéma électrique de moteur du compresseur (voir annexe), nous obtiendrons le programme suivant :

➤ Relais auxiliaire de contacteur K1 :

Le relais sert à protéger le moteur électrique en cas d'excès de température des enroulements.

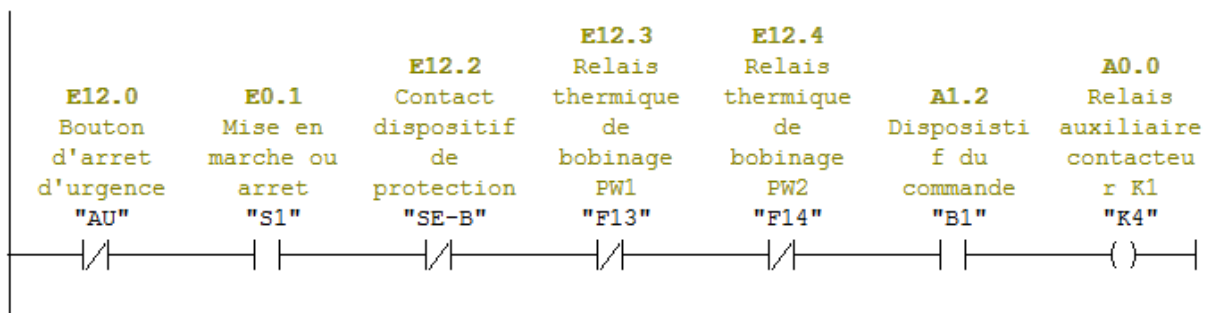


Figure III. 5: Schéma ladder de relais auxiliaire « K4 » de contacteur du bobinage PW1

➤ Voyant excès de température :

Est un voyant qui s'allume si la température des enroulements moteurs augmente au point d'enclencher le contact de relais à thermistance du boîtier de protection.

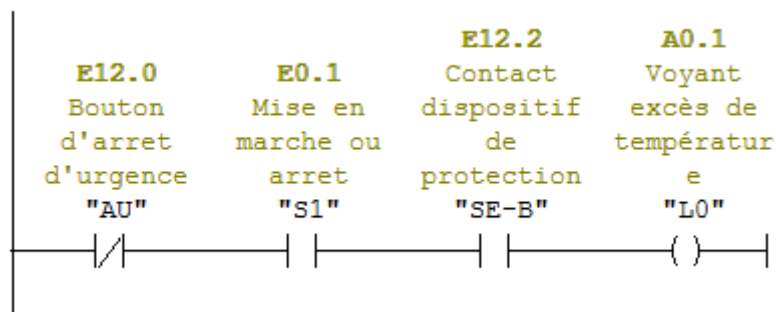


Figure III. 6: Schéma ladder de voyant défaut excès de température « L0 »

CHAPITRE III : Automatisation et supervision de compresseur BITZER

➤ Contacteur de bobinage PW1 :

La marche et l'arrêt de moteur du compresseur dépend de la demande de froid (B1) de poste à refroidir.

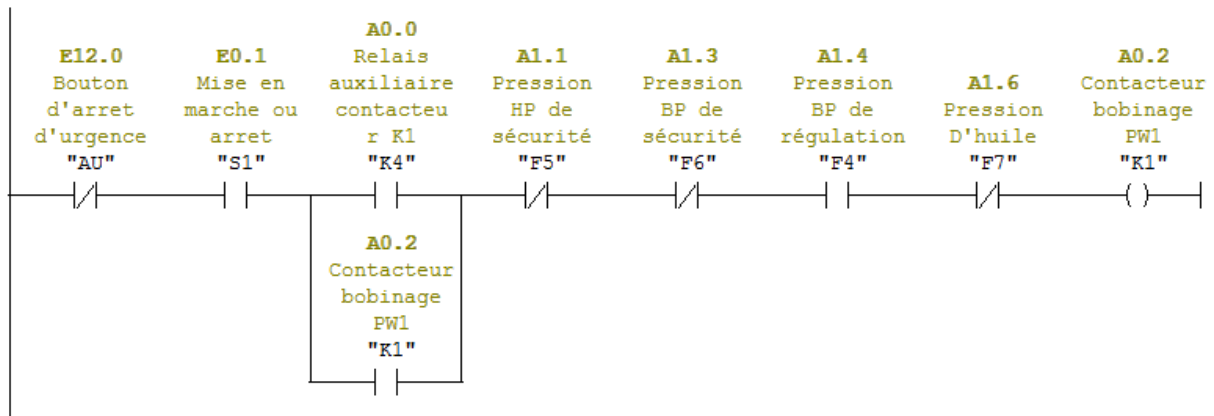


Figure III. 7: Schéma ladder de contacteur « K1 » de bobinage PW1

➤ Voyant de mise en marche :

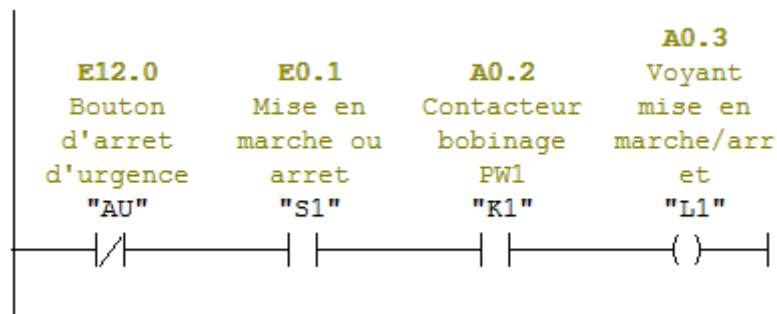


Figure III. 8: Schéma ladder de voyant de mise en marche « L1 »

➤ Contacteur de bobinage PW2 :

Le contacteur « K2 » de PW2 se déclenche après 0,5 seconde par rapport au PW1.

CHAPITRE III : Automatisation et supervision de compresseur BITZER

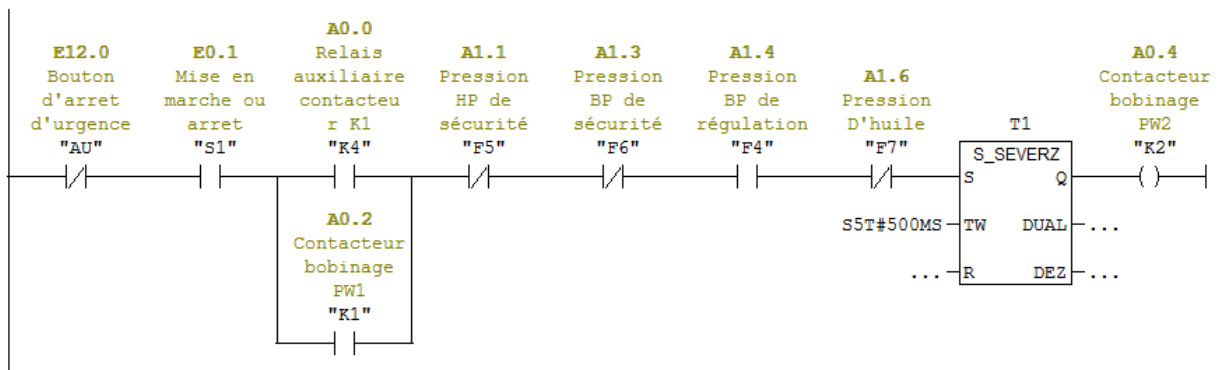


Figure III. 9: Schéma ladder de contacteur « K2 » de bobinage PW2

➤ Électrovanne de la conduite liquide :

Elle permet de s'arrêter le passage de fluide frigorigène à l'évaporateur lors de tirage à vide.



Figure III. 10: Schéma ladder d'électrovanne « Y1 » de la conduite liquide

➤ Mise à l'échelle analogique de la basse pression :

Dans notre cas on devrait prendre la valeur réelle détectée par capteur de pression et la comparer à d'autres consignes dans le but de détecter des défauts ou bien dans le but de mettre la machine en marche ou en arrêt.

Le capteur analogique nous donne une image de la valeur mesurée mais en forme entière donc on devrait convertir cette valeur en une forme réelle utilisant un bloc FC105.

CHAPITRE III : Automatisation et supervision de compresseur BITZER

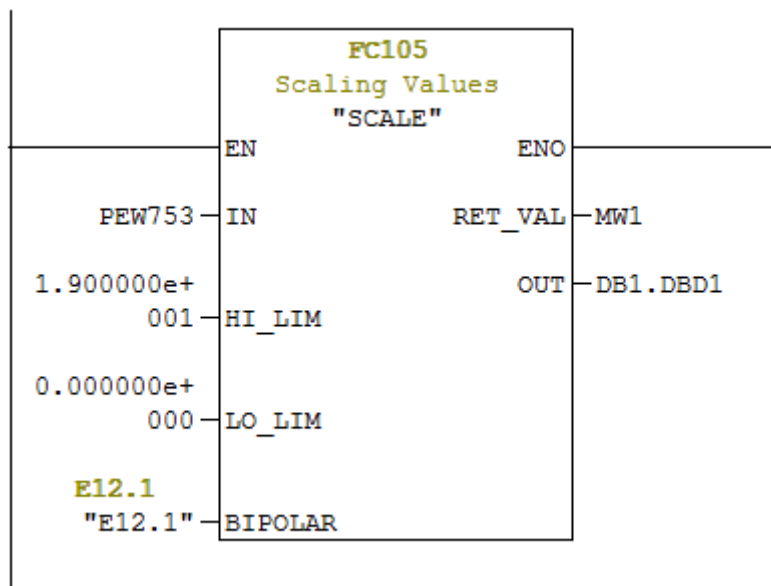


Figure III. 11: La mise à l'échelle analogique de capteur de la basse pression

Pour déclencher le contact BP de sécurité, la pression à l'entrée de compresseur devrait être supérieure ou égale à 2 bars.

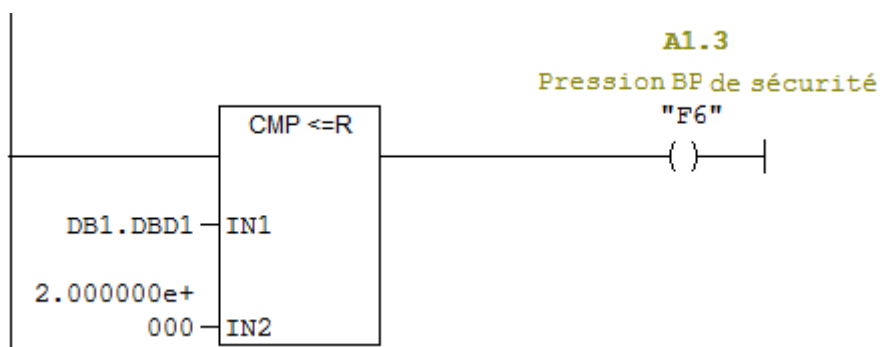


Figure III. 12: Comparaison de la mesure de basse pression à la consigne

Comme nous l'avons déjà expliqué en haut le pressostat BP a deux variables à régler le DIFF et le CUT IN donc notre capteur de pression doit être régler aux mêmes valeurs, comme suit :

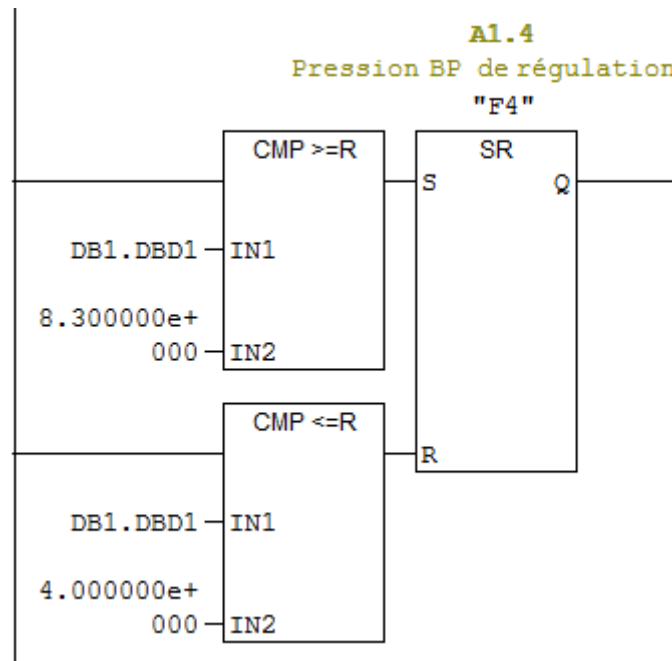


Figure III. 13: La mise en un ou zéro de la basse pression de régulation

➤ **Voyant défaut basse pression :**

Ce voyant est relié à un contact inverse de celui de contact BP.



Figure III. 14: Schéma ladder de voyant défaut de basse pression « L2 »

➤ **Mise à l'échelle analogique de la haute pression :**

De la même façon que la basse pression on devrait pour à la haute pression.

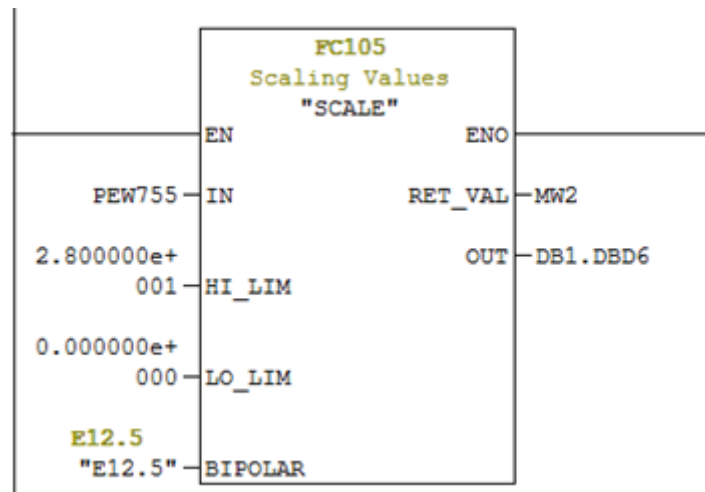


Figure III. 15: La mise à l'échelle analogique de capteur de la haute pression

Pour déclencher le contact HP de sécurité, la pression à la sortie du compresseur devrait être inférieure ou égale à 20 bars donc :

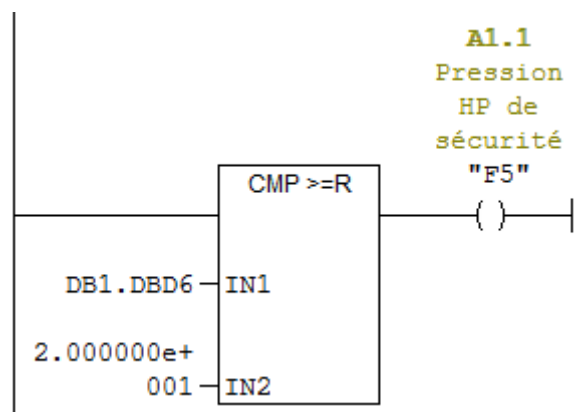


Figure III. 16: Comparaison de la mesure de haute pression à la consigne

➤ **Voyant défaut haute pression :**

Ce voyant est relié à un contact inverse de celui de contact HP.



Figure III. 17: Schéma ladder de voyant défaut basse pression « L3 »

➤ **Mise à l'échelle analogique de la pression d'huile :**

CHAPITRE III : Automatisation et supervision de compresseur BITZER

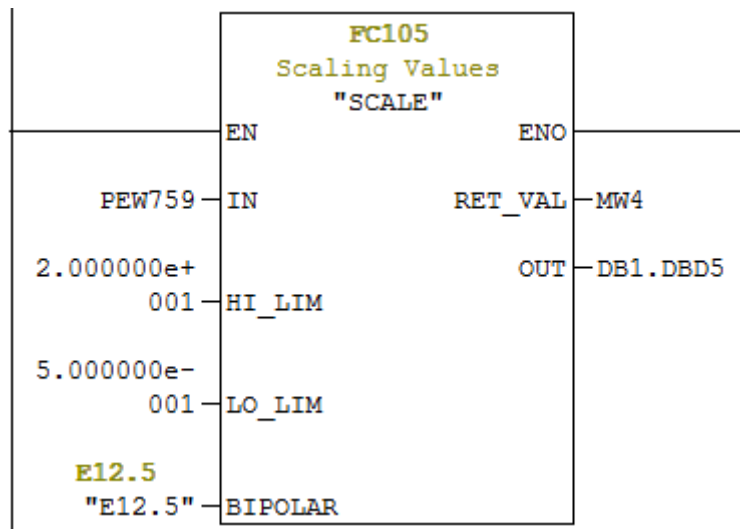


Figure III. 18: La mise à l'échelle analogique de capteur de la pression d'huile

La pression d'huile doit être au-dessus de la basse pression avec un différentiel qui ne doit pas dépasser 0.5 bar. Pour réaliser ceci on utilisera l'instruction « SUB_R » pour la soustraction de la pression d'huile de celle de la basse pression, puis on comparera la différence à une consigne. En cas de dépassement de la consigne une temporisation de 40 secondes est utilisée avant le déclenchement de contact de défaut.

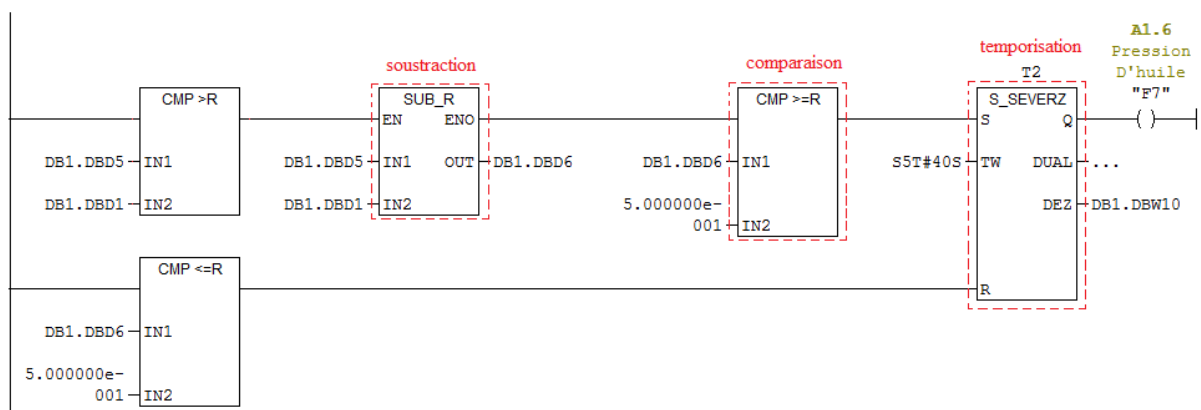


Figure III. 19: Comparaison de la mesure de la pression d'huile à la consigne

➤ Voyant défaut pression d'huile :

Ce voyant s'allume dès que le bilame pousse le contact 2 vers 3 (voir le schéma électrique en annexe).



Figure III. 20: Schéma ladder de voyant défaut pression d'huile « L4 »

➤ **Mise à l'échelle analogique de la température :**

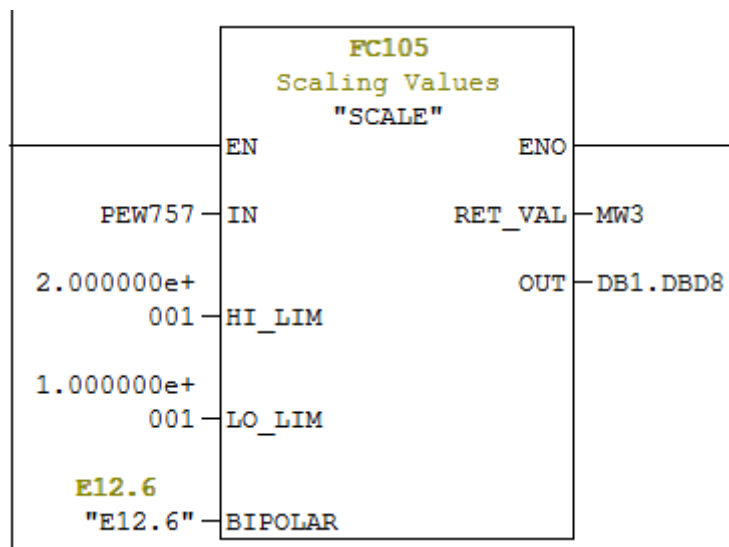


Figure III. 21: La mise à l'échelle analogique de capteur de température

Pour le capteur de température deux consigne sont nécessaire, la température de d'enclenchement (marche) et la température de déclenchement (arrêt).

L'enclenchement de moto-compresseur ce fait pour une température supérieure ou égale à 17°C et le déclenchement à une température inférieure ou égale à 13°C.

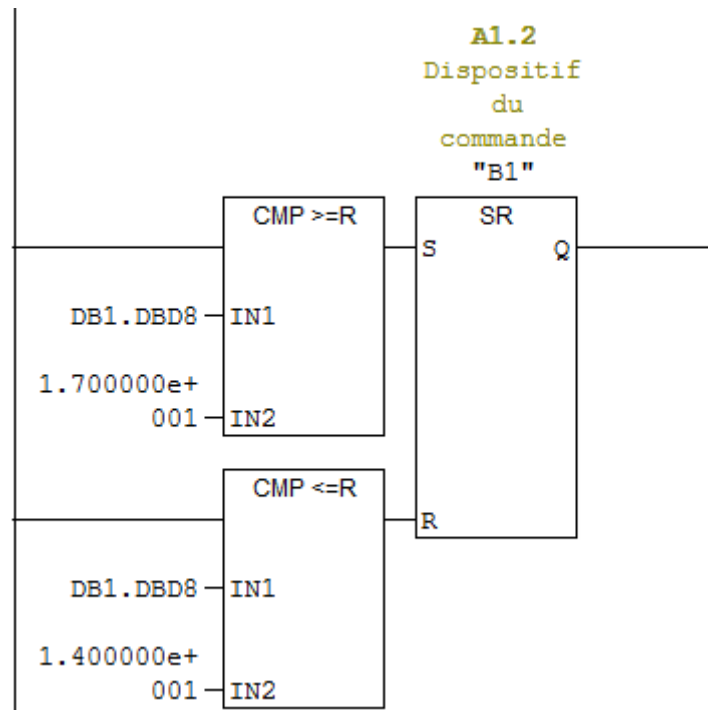


Figure III. 22: La mise en un ou zéro de dispositif de commande

➤ Résistance du carter :

En cas de basse température ambiante (hiver), au niveau du compresseur apparaît le risque de condensation des vapeurs dans le carter à l'arrêt de l'installation.

Pour l'imiter ce risque, certains compresseurs sont livrés avec des résistances de carter dans le bas du bloc. Sous tension à l'arrêt du compresseur, elle maintient une température d'huile empêchant la condensation du fluide à l'état vapeur.



Figure III. 23: Schéma ladder de résistance du carter « RC »

III.3.4 Table des mnémoniques :

Une mnémonique (nom symbolique) vous permet d'utiliser des désignations parlantes à la place d'adresses absolues. En combinant l'usage de mnémoniques courts et de commentaires explicites, vous répondez à la fois aux besoins d'une programmation concise d'une programmation bien documentée.

CHAPITRE III : Automatisation et supervision de compresseur BITZER

	Etat	Mnémonique /	Opérande	Type de d	Commentaire
1		AU	E 12.0	BOOL	Bouton d'arrêt d'urgence
2		B1	A 1.2	BOOL	Dispositif du commande
3		CYCL_EXC	OB 1	OB 1	Cycle Execution
4		E12.1	E 12.1	BOOL	
5		F13	E 12.3	BOOL	Relais thermique de bobinage PW1
6		F14	E 12.4	BOOL	Relais thermique de bobinage PW2
7		F4	A 1.4	BOOL	Pression BP de régulation
8		F5	A 1.1	BOOL	Pression HP de sécurité
9		F6	A 1.3	BOOL	Pression BP de sécurité
1		F7	A 1.6	BOOL	Pression D'huile
1		K1	A 0.2	BOOL	Contacteur bobinage PW1
1		K2	A 0.4	BOOL	Contacteur bobinage PW2
1		K4	A 0.0	BOOL	Relais auxiliaire contacteur K1
1		L0	A 0.1	BOOL	Voyant excès de température
1		L1	A 0.3	BOOL	Voyant mise en marche/arrêt
1		L2	A 0.6	BOOL	Voyant défaut basse pression
1		L3	A 0.7	BOOL	Voyant défaut haute pression
1		L4	A 1.0	BOOL	Voyant défaut d'huile
1		PEW753	PEW 753	WORD	Capteur de pression BP
2		PEW755	PEW 755	WORD	Capteur de pression HP
2		PEW757	PEW 757	WORD	Capteur de pression d'huile
2		PEW759	PEW 759	WORD	Capteur de température
2		RC	A 1.5	BOOL	Résistance du carter
2		S1	E 0.1	BOOL	Mise en marche ou arrêt
2		SCALE	FC 105 FC 105		Scaling Values
2		SE-B	E 12.2	BOOL	Contact dispositif de protection
2		Y1	A 0.5	BOOL	électrovanne conduite liquide

Figure III. 24: Table des mnémoniques du programme

III.3.5 Test avec le programme de simulation S7-PLCSIM (logiciel optionnel) :

Le logiciel optionnel de simulation vous permet d'exécuter et de tester votre programme dans un système d'automatisation que vous simulez dans votre ordinateur ou dans votre console de programmation (par exemple une Power PG). La simulation étant complètement réalisée au sein du logiciel STEP 7, il n'est pas nécessaire que vous soyez connecté à un matériel S7 quelconque (CPU ou modules de signaux).

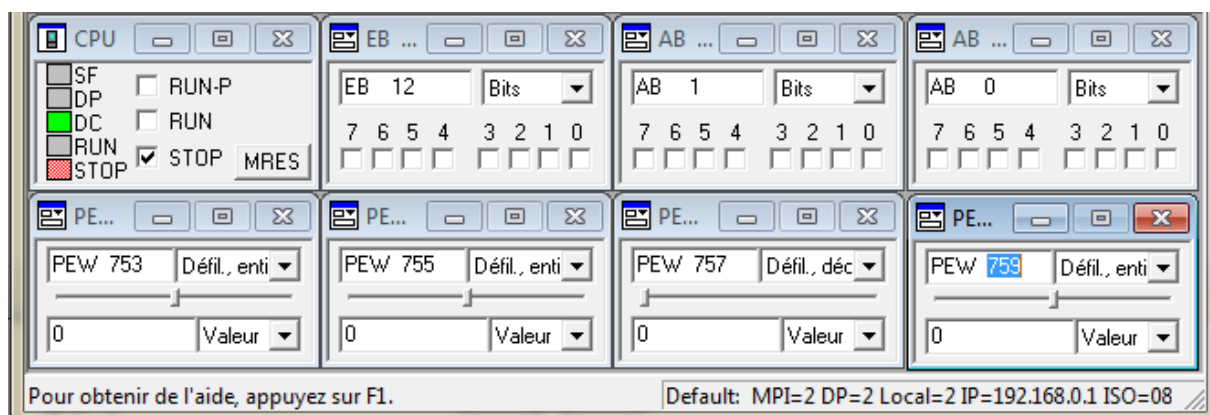


Figure III. 25: Interface de simulation PLCSIM

CHAPITRE III : Automatisation et supervision de compresseur BITZER

III.3.6 Création du bloc de données :

Dans un bloc de données, on peut stocker les valeurs auxquelles notre machine ou installation accède. Contrairement au bloc de code programmer dans l'un des langages de programmation CONT/LOG ou LIST, le bloc de données ne comporte que la section de déclaration des variables. Il ne possède pas de section d'instructions, et ne nécessite donc pas de programmation de réseaux. [14]

Adresse	Nom	Type	Valeur initiale	Commentaire
0.0		STRUCT		
+0.0	DB1_DBD1	REAL	0.000000e+000	mesure de la BP
+4.0	DB1_DBD6	REAL	0.000000e+000	mesure de la HP
+8.0	DB1_DBD5	REAL	0.000000e+000	mesure de la pression huile
+12.0	DB1_DBD8	REAL	0.000000e+000	mesure de la temperature ambiante
+16.0	PEW753	INT	0	capteur de basse pression
+18.0	PEW755	INT	0	capteur de haute pression
+20.0	PEW757	INT	0	capteur de pression d'huile
+22.0	PEW759	INT	0	capteur de temperature

Figure III. 26: Bloc de données de notre programme

III.4 Supervision sous logiciel Win CC :

Win CC est un logiciel performant pour la supervision du processus des projets créés avec le logiciel STEP 7, c'est un moyen aisé d'effectuer le contrôle-commande des grandeurs variables de votre processus ou automate programmable. [14]

Puisque les process deviennent de plus en plus complexes, et puisque les fonctionnalités demandées pour les machines et les systèmes se multiplient, l'opérateur a besoin d'un outil efficace pour superviser et contrôler les équipements de production. Un système IHM (Interface Homme Machine) représente l'interface entre l'être humain (l'opérateur) et le process (machine/système). Le contrôle effectif du process s'effectue à travers le système de contrôle. Il y a donc une interface entre l'opérateur et Win CC flexible (sur le panneau de commandes) et une interface entre Win CC flexible et le système de contrôle. Win CC flexible est le logiciel que vous utiliserez pour réaliser toutes les tâches de configuration requises. Win CC flexible Runtime est le logiciel qui permet de visualiser les process. Avec Runtime, vous exécutez le projet comme dans le process. [13]

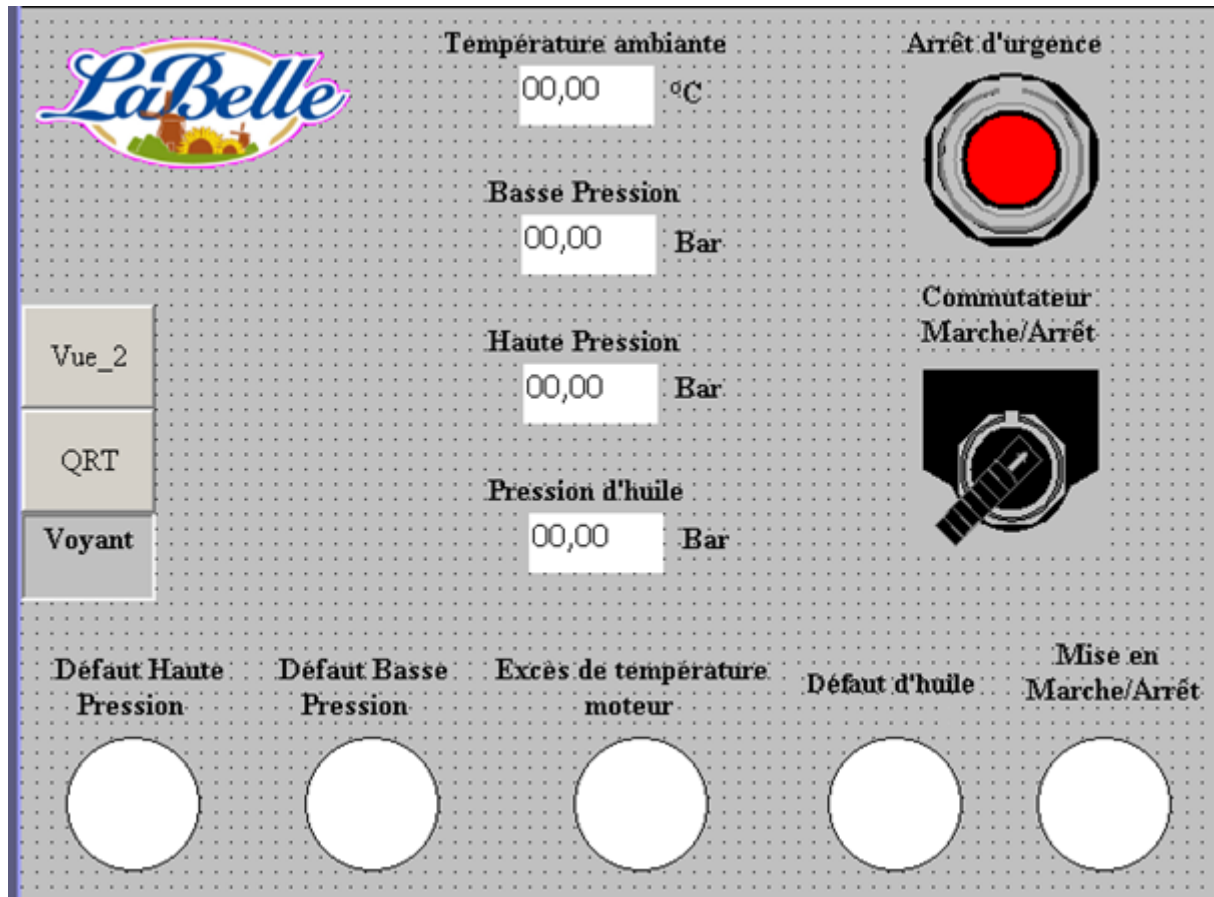


Figure III. 27: Pupitre des mesures et des voyants

Win CC flexible gère les tâches suivantes :

- Représentation du process Le process est représenté sur le panneau de commandes. Si, par exemple, un changement intervient dans le process, l'affichage est mis à jour sur le panneau de commandes • Exploitation du process L'opérateur est capable d'exploiter le process au moyen d'une interface graphique. Par exemple, l'opérateur peut élaborer une consigne pour le contrôleur, ou démarrer un moteur.
- Affichage d'alarmes Si des états critiques dans le process surviennent, une alarme se déclenche automatiquement. Par exemple, quand une limite fixée est dépassée.
- Archivage des valeurs et des messages Le système IHM peut archiver des messages et des valeurs de process. Cela vous permet de documenter les caractéristiques du process, ou alors d'accéder ultérieurement à des données de production plus anciennes.
- Documentation des valeurs et des messages Le système IHM peut afficher les messages et les valeurs de process en tant que protocole. Par exemple, après la fin d'une modification, vous pouvez avoir un affichage des données de production.
- Gestion des paramètres du process et de la machine Le système IHM est capable de garder les paramètres de process et des machines en mémoire. Cela vous permet de transférer ces paramètres en une seule manœuvre du panneau de commandes au système de contrôle, par exemple pour modifier un type de production. [14]

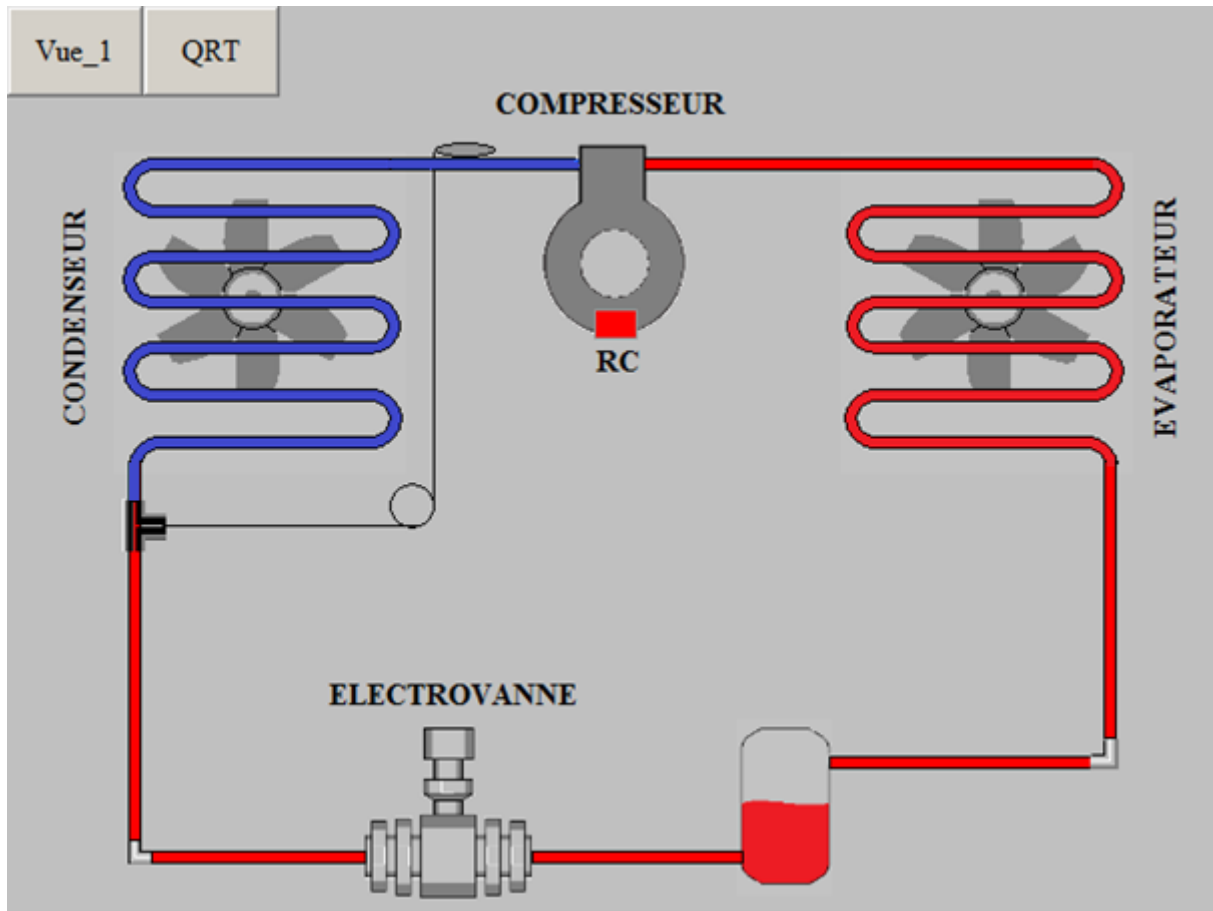


Figure III. 28: Vue de circuit frigorifique sur Win CC

III.5 Conclusion :

Ce chapitre est consacré à l'automatisation du compresseur Bitzer, en présentant le programme élaboré sur le logiciel « SIEMENS Step 7/Win CC » pour contrôler, commander et superviser ce compresseur afin de faciliter son utilisation.

Conclusion générale

Le but de ce travail était d'étudier un compresseur frigorifique à huit pistons de marque « Bitzer ». Nous avons commencé par présenter le circuit frigorifique dont il fait partie ainsi que le fluide frigorigène utilisé à savoir le réfrigérant 22 (R22). Ce dernier, qui appartient à la famille des HCFC (hydrochlorofluoroacarbone), joue un rôle très important dans notre étude puisque il influe directement sur le travail et la puissance de la machine, même s'il est voué à disparaître du fait de sa toxicité environnementale (couche d'ozone).

La première phase de notre étude a constitué en la description et l'identification des différents organes mécaniques de compresseur afin de mieux comprendre sa conception et son mode de fonctionnement. L'étude a porté sur la modélisation thermodynamique en se basant sur le cycle de Clapeyron afin de pouvoir déduire ses différentes caractéristiques géométriques et thermiques et puis déduire le travail subi par le piston le long de cycle, en plus des rendements relatifs du compresseur.

D'autre part nous avons présenté le système de lubrification du compresseur qui est un pilier de bon fonctionnement du compresseur visant à réduire les frottements dans la machine afin d'améliorer son rendement mécanique. Il a aussi un rôle de refroidisseur des pièces mécaniques en mouvement, ce qui contribue à maintenir l'équilibre thermique de la machine.

Le compresseur est généralement entraîné de deux manières, en utilisant un moteur électrique ou thermique. Dans notre cas nous avons utilisé une machine asynchrone triphasée pour assurer cette tâche, le mode de démarrage de cette machine est particulier car le bobinage est divisé en deux portions pour former un bobinage partiel. Dans ce genre de bobinage le courant de démarrage est trois à huit fois moins important par rapport au démarrage direct, avec un amortissement très efficace contrairement au démarrage étoile triangle.

La deuxième phase de l'étude est consacrée à l'automatisation du compresseur en partant de l'analyse fonctionnelle du système et du schéma électrique du compresseur. L'automatisation nous oblige à faire des changements dans le système, en remplaçant des éléments à aspect mécanique en logique câblée tel que pressostat, thermostat, détendeur électriques par d'autres éléments totalement électriques de la logique programmée tel que capteur de pression, capteur de température, détendeur électronique. L'automatisation vise à rendre la tâche de l'opérateur plus facile et la possibilité de détecter les défauts est plus sûre et plus efficace.

Références Bibliographique

[1] : « **La climatisation, les notions importantes** ». Site internet :

<http://www.leguideits.fr/guides-its/dossiers--fiches-techniques/dossiers--fiches-techniques-3/v2-le-circuit-frigorifique.pdf>

[2] : « **Compresseurs : technologie et fonctionnement des compresseurs** », Site internet :

http://197.14.51.10:81/pmb/COURS%20ET%20TUTORIAL/Chimie/pretochimie/D5-3_A.pdf

[3] : « **Technique du froid cours de base** », Edition Juillet 2007, Site internet :

https://www.coursindustriels.com/uploads/2/6/0/8/26080957/cours_general_le_froid.pdf

[4] : Mémoire fin d'étude en vue d'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en électromécanique. Thème « **étude de l'installation frigorifique a ammoniac du complexe Danone Djurdjura Algérie SPA** ».

[5] : « **Les fluides frigorigènes : Aide-mémoire technique** » édition INRS ED 969, Octobre

2005. Site internet : <http://www.agrobat.fr/media/document/ed969.pdf>

[6] : Olivier Perrot « **Cours machine frigorifique** » I.U.T de Saint-Omer dunkerque Edition 2010-2011.

[7] : « **Piston (mémoire)** », Site internet :

[http://www.lyrfac.com/soutiens/knbase/pdf/piston%20\(mecanique\).pdf](http://www.lyrfac.com/soutiens/knbase/pdf/piston%20(mecanique).pdf)

[8] : Site officiel Bitzer : www.bitzer.de

[9] : [Pierre Rapin](#), [Patrick Jacquard](#), [Serge Sandre](#) « **Formulaire du froid** », 15e édition

[10] : « **Manuel formation froid Webasto** » Edition décembre 2003. Site internet :

<https://www.abcclim.net/send/3-froid-climatisation/12-manuel-frigorifique.html>

[11] : Jean Desmons « **froid industriel** » 3^{eme} édition, paris, éditeur, « Aide-mémoire DUNOD » 432 pages.

[12] : « **Machines frigorifique compression de vapeur** », Site internet :
<http://fgc.ummtto.dz/wp-content/uploads/2016/08/MACHINE-THERMIQUE-MASTER-01-ENERGETIQUE-CHAPITRE-II-machine-frigorifique-24-01-2017.pdf>

[13] : « **Document de formation Module M8 : Visualisation des process avec Win CC flexible sur SIMATIC S7-1200 et KPT600 Basic Color PN** » Site internet :
https://w5.siemens.com/france/web/fr/ad/secteur/education_nationale/Documents/Siemens%20Education%20Documents/Documents%20de%20formation/Cours%20d%C3%A9tail%C3%A9s%20pour%20S7-1200/08%201200%20Visualisation%20des%20process%20avec%20WinCC%20flexible%20sur%20SIMATIC%20S7-1.pdf

[14] : « **SIEMENS, SIMATIC : Programmer avec Step7** », Edition Mars 2003, Site internet : https://cache.industry.siemens.com/dl/files/056/18652056/att_70830/v1/S7prv54_f.pdf

[15] : « **La climatisation les notions importantes : les composants du circuit frigorifique** », Site internet :
http://mdf.afpa.free.fr/static/telechargement/11%20les%20calculs%20de%20la%20puissance%20d_un%20compresseur.pdf

[16] : Mémoire fin d'étude en vue d'obtention du diplôme Master en génie mécanique.
Thème : « **Contribution à la conception d'un compresseur alternatif à pistons** »

[17] : « **Calcul de la puissance d'un compresseur** », Site internet :
http://mdf.afpa.free.fr/static/telechargement/11%20les%20calculs%20de%20la%20puissance%20d_un%20compresseur.pdf

[18] : « **Thermodynamics : Les compresseurs** », Site internet :
<http://scientificsentence.net/Thermodynamics/index.php?key=yes&Integer=Compresseurs>

ANNEXES

Annexe 1 :

Table thermodynamique de R22 :

Table Thermodynamique R 22							
	Liquide	Liquide	Vapeur	Liquide	Vapeur	Liquide	Vapeur
Temperature	Pression	Densité	Densité	Enthalpie	Enthalpie	Entropie	Entropie
(°C)	(bar abs)	(Kg/M ³)	(Kg/M ³)	(KJ/Kg)	(KJ/Kg)	(KJ/Kg-K)	(KJ/Kg-K)
-8	3,8054	1308,2	16,384	190,7	401,99	0,9658	1,7627
-7	3,9394	1304,9	16,937	191,86	402,38	0,9701	1,7611
-6	4,0769	1301,6	17,504	193,01	402,77	0,97439	1,7596
-5	4,218	1298,3	18,086	194,17	403,16	0,97868	1,7581
-4	4,3628	1295	18,683	195,33	403,55	0,98296	1,7566
-3	4,5113	1291,6	19,296	196,49	403,93	0,98723	1,7551
-2	4,6636	1288,3	19,924	197,66	404,3	0,99149	1,7536
-1	4,8198	1284,9	20,569	198,83	404,68	0,99575	1,7521
0	4,9799	1281,5	21,229	200	405,05	1	1,7507
1	5,1439	1278,1	21,907	201,17	405,42	1,0042	1,7492
2	5,312	1274,7	22,602	202,35	405,78	1,0085	1,7478
3	5,4842	1271,3	23,314	203,53	406,14	1,0127	1,7464
4	5,6605	1267,8	24,044	204,71	406,5	1,0169	1,745
5	5,8411	1264,3	24,792	205,9	406,85	1,0212	1,7436
6	6,0259	1260,8	25,559	207,09	407,2	1,0254	1,7422
7	6,2151	1257,3	26,345	208,28	407,54	1,0296	1,7409
8	6,4088	1253,8	27,15	209,47	407,89	1,0338	1,7395
9	6,6068	1250,3	27,975	210,67	408,22	1,038	1,7381
10	6,8095	1246,7	28,82	211,87	408,56	1,0422	1,7368
11	7,0167	1243,1	29,685	213,07	408,89	1,0463	1,7355
12	7,2286	1239,5	30,572	214,28	409,21	1,0505	1,7341
13	7,4453	1235,9	31,48	215,49	409,53	1,0547	1,7328
14	7,6668	1232,2	32,41	216,7	409,85	1,0589	1,7315
15	7,8931	1228,6	33,362	217,92	410,16	1,063	1,7302
16	8,1244	1224,9	34,337	219,14	410,47	1,0672	1,7289
17	8,3607	1221,2	35,336	220,36	410,78	1,0714	1,7276
18	8,602	1217,4	36,358	221,59	411,07	1,0755	1,7263
19	8,8485	1213,7	37,405	222,82	411,37	1,0797	1,725
20	9,1002	1209,9	38,477	224,06	411,66	1,0838	1,7238
21	9,3572	1206,1	39,575	225,3	411,94	1,088	1,7225
22	9,6195	1202,3	40,698	226,54	412,22	1,0921	1,7212
23	9,8872	1198,4	41,849	227,78	412,5	1,0962	1,7199
24	10,16	1194,6	43,027	229,04	412,77	1,1004	1,7187
25	10,439	1190,7	44,232	230,29	413,03	1,1045	1,7174
26	10,724	1186,7	45,467	231,55	413,29	1,1086	1,7162
27	11,014	1182,8	46,73	232,81	413,54	1,1128	1,7149
28	11,309	1178,8	48,024	234,08	413,79	1,1169	1,7136
29	11,611	1174,8	49,349	235,35	414,03	1,121	1,7124
30	11,919	1170,7	50,705	236,62	414,26	1,1252	1,7111
31	12,232	1166,7	52,093	237,9	414,49	1,1293	1,7099
32	12,552	1162,6	53,515	239,19	414,71	1,1334	1,7086
33	12,878	1158,4	54,971	240,48	414,93	1,1375	1,7074

Table Thermodynamique R 22

	Liquide	Liquide	Vapeur	Liquide	Vapeur	Liquide	Vapeur
Temperature	Pression	Densité	Densité	Enthalpie	Enthalpie	Entropie	Entropie
34	13,21	1154,3	56,461	241,77	415,14	1,1417	1,7061
35	13,548	1150,1	57,988	243,07	415,34	1,1458	1,7048
36	13,892	1145,8	59,551	244,38	415,54	1,1499	1,7036
37	14,243	1141,6	61,152	245,69	415,72	1,1541	1,7023
38	14,601	1137,3	62,792	247	415,91	1,1582	1,701
39	14,965	1132,9	64,472	248,32	416,08	1,1623	1,6998
40	15,336	1128,5	66,193	249,65	416,25	1,1665	1,6985
41	15,713	1124,1	67,956	250,98	416,4	1,1706	1,6972
42	16,098	1119,6	69,762	252,32	416,55	1,1747	1,6959
43	16,489	1115,1	71,614	253,66	416,7	1,1789	1,6946
44	16,887	1110,6	73,511	255,01	416,83	1,183	1,6933
45	17,292	1106	75,457	256,36	416,95	1,1872	1,6919
46	17,704	1101,4	77,451	257,73	417,07	1,1913	1,6906
47	18,124	1096,7	79,496	259,1	417,18	1,1955	1,6893
48	18,551	1091,9	81,593	260,47	417,27	1,1997	1,6879
49	18,985	1087,1	83,745	261,85	417,36	1,2038	1,6866
50	19,427	1082,3	85,952	263,25	417,44	1,208	1,6852
51	19,876	1077,4	88,217	264,64	417,5	1,2122	1,6838
52	20,333	1072,4	90,542	266,05	417,56	1,2164	1,6824
53	20,798	1067,4	92,929	267,46	417,6	1,2206	1,681
54	21,27	1062,3	95,381	268,89	417,63	1,2248	1,6795
55	21,751	1057,2	97,899	270,32	417,65	1,2291	1,6781
56	22,239	1052	100,49	271,76	417,66	1,2333	1,6766
57	22,736	1046,7	103,15	273,21	417,65	1,2376	1,6751
58	23,24	1041,3	105,88	274,66	417,63	1,2418	1,6736
59	23,753	1035,9	108,7	276,13	417,6	1,2461	1,672
60	24,275	1030,4	111,59	277,61	417,55	1,2504	1,6705
61	24,805	1024,8	114,57	279,1	417,49	1,2547	1,6689
62	25,343	1019,1	117,64	280,6	417,41	1,2591	1,6672
63	25,891	1013,3	120,81	282,12	417,31	1,2634	1,6656
64	26,447	1007,4	124,07	283,64	417,2	1,2678	1,6639
65	27,012	1001,4	127,43	285,18	417,06	1,2722	1,6622
66	27,586	995,34	130,9	286,74	416,91	1,2766	1,6604
67	28,169	989,13	134,49	288,3	416,74	1,281	1,6586
68	28,761	982,8	138,19	289,88	416,55	1,2855	1,6568
69	29,363	976,34	142,02	291,48	416,33	1,29	1,6549
70	29,974	969,74	145,99	293,1	416,09	1,2945	1,6529
71	30,595	962,99	150,1	294,73	415,83	1,2991	1,651
72	31,225	956,1	154,36	296,38	415,54	1,3037	1,6489
73	31,866	949,03	158,78	298,05	415,22	1,3083	1,6468
74	32,516	941,79	163,38	299,74	414,87	1,313	1,6446
75	33,177	934,36	168,16	301,46	414,49	1,3177	1,6424
76	33,848	926,72	173,14	303,2	414,08	1,3225	1,6401
77	34,529	918,86	178,33	304,96	413,62	1,3273	1,6377
78	35,222	910,76	183,76	306,76	413,13	1,3322	1,6352
79	35,924	902,39	189,44	308,58	412,6	1,3372	1,6326
80	36,638	893,74	195,4	310,44	412,01	1,3423	1,6299
81	37,363	884,76	201,67	312,34	411,38	1,3474	1,627
82	38,099	875,43	208,28	314,27	410,68	1,3526	1,6241
83	38,847	865,7	215,26	316,25	409,93	1,3579	1,621
84	39,606	855,52	222,67	318,29	409,1	1,3634	1,6177
85	40,378	844,83	230,56	320,38	408,19	1,369	1,6142
86	41,161	833,55	239	322,54	407,18	1,3747	1,6104
87	41,957	821,59	248,09	324,77	406,07	1,3807	1,6064

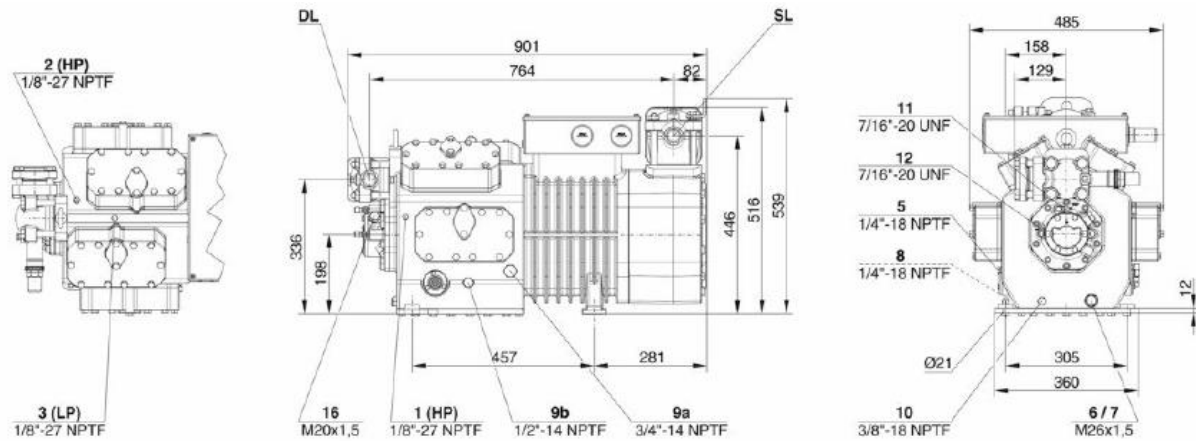
Annexe 2 :

Données de puissance pour 60 Hz :

Compressor type Compresseur type Tipo de compresor	Cond. temp. Temp. de cond. Temp. de cond. °F	Cooling capacity Puissance frigorifique Potencia refrigeradora							Q_o [BTUH]		Power consumption Puissance absorbée Consumo de potencia				P_e [kW]
		Evaporation temperature °F							Température d'évaporation °F		Temperatura de evaporación °F				
		55	45	35	25	20	10	0	-5	-10	-20	-30	-40		
4GE-30	90	Q	488100	403500	331000	268800	241100	192100	150400	132000	112100	83200			
		P	19.11	19.42	19.23	18.58	18.12	16.95	15.52	14.73	13.90	12.20			
	110	Q	434900	358600	292900	236600	211600	167100	125800	109600	94700	68700			
	P	24.77	24.26	23.28	21.92	21.12	19.32	17.30	16.30	15.20	13.00				
	130	Q	381400	313300	254700	204300	182000	138200	105300	90900	77700				
	P	30.00	28.71	26.99	24.94	23.81	21.40	18.90	17.60	16.30					
4FE-28	90	Q					289000	230800	181600	160000	136500	102700	68100	45100	
		P					21.96	20.54	18.86	17.95	17.00	15.00	12.50	10.30	
	110	Q					252500	200500	152100	133200	116000	79700	54500	33800	
	P					25.53	23.40	21.10	19.90	18.70	15.90	13.10	10.30		
	130	Q					217100	166300	128400	107700	92300	65500	43500	25750	
	P					28.53	25.70	22.80	22.40	20.90	17.60	14.10	10.20		
4FE-35	90	Q	582800	481700	394900	320600	287600	229000	179200	157200	133400	98900			
		P	22.98	23.36	23.11	22.31	21.74	20.29	18.53	17.56	16.50	14.40			
	110	Q	519100	427800	349300	282100	252200	199100	149700	130300	112600	81500			
	P	29.99	29.34	28.12	26.42	25.42	23.18	20.70	19.40	18.10	15.40				
	130	Q	454900	373500	303500	243400	216700	164400	125100	107900	92100				
	P	36.57	34.91	32.73	30.14	28.72	25.70	22.50	20.90	19.30					
6JE-25	90	Q					266400	211700	165600	145300	123300	91700	63500	41850	
		P					20.16	18.78	17.15	16.27	15.30	13.40	11.40	9.33	
	110	Q					230900	182100	136800	119200	103100	74200	50600	31300	
	P					23.20	21.15	18.90	17.70	16.60	14.30	11.70	9.13		
	130	Q					196600	149100	113700	100400	85900	60800	40400	23950	
	P					25.61	22.90	20.10	20.10	18.60	15.50	12.30	9.02		
6JE-33	90	Q	543000	447900	366300	296500	265500	210400	163700	143100	120800	88500			
		P	21.37	21.67	21.39	20.61	20.06	18.68	17.01	16.10	15.10	13.10			
	110	Q	481800	396000	322300	259200	231100	181300	135100	116900	100400	71400			
	P	27.52	26.87	25.70	24.09	23.15	21.05	18.70	17.50	16.20	13.70				
	130	Q	420300	343900	278100	221800	196700	147800	111200	95100	80400				
	P	33.13	31.57	29.53	27.11	25.79	23.00	20.00	18.50	17.00					
6HE-28	90	Q					312900	249500	195800	172200	146500	109800	73700	48600	
		P					23.87	22.27	20.38	19.35	18.30	16.10	13.20	10.90	
	110	Q					272600	215800	163000	142500	123700	86100	58700	36300	
	P					27.71	25.30	22.70	21.30	19.90	16.60	13.60	10.60		
	130	Q					233400	178000	136800	116500	99700	70600	46800	27750	
	P					30.88	27.70	24.40	23.30	21.50	18.00	14.30	10.50		
6HE-35	90	Q	634900	524400	429700	348500	312500	248500	194100	170200	144100	106500			
		P	25.11	25.51	25.22	24.33	23.70	22.11	20.18	19.12	18.00	15.70			
	110	Q	564900	465200	379500	306100	273400	215500	161600	140500	121100	87200			
	P	32.69	31.95	30.59	28.72	27.62	25.16	22.40	21.00	19.60	16.70				
	130	Q	494400	405500	329100	263500	234300	177900	134500	115700	98500				
	P	39.80	37.95	35.53	32.66	31.09	27.80	24.30	22.50	20.80					
6GE-34	90	Q					360400	287500	225800	198700	169200	127000	85500	56600	
		P					27.77	25.88	23.66	22.46	21.20	18.60	15.60	12.90	
	110	Q					314200	249000	188400	164800	143200	100100	68400	42400	
	P					32.41	29.55	26.40	24.80	23.20	19.90	16.40	12.90		
	130	Q					269400	205800	158400	135200	115800	82200	54600	32350	
	P					36.30	32.50	28.50	28.00	26.20	22.10	17.60	12.70		
6GE-40	90	Q	728800	602000	493300	400100	358700	285200	222800	195300	165400	122300			
		P	28.87	29.32	28.99	28.00	27.28	25.50	23.32	22.12	20.90	18.20			
	110	Q	648400	534000	435700	351300	313900	247300	185500	161200	139000	100100			
	P	37.29	36.48	34.98	32.89	31.67	28.92	25.90	24.30	22.60	19.30				
	130	Q	567600	465500	377800	302400	269000	203500	154400	132800	113100				
	P	45.06	43.05	40.41	37.26	35.53	31.80	28.00	26.00	24.00					
6FE-44	90	Q					433500	346200	272400	240000	204700	154100	103200	69000	
		P					33.29	31.16	28.64	27.26	25.80	22.90	18.60	15.70	
	110	Q					378800	300700	228200	199900	174000	121100	83600	52700	
	P					38.70	35.48	32.00	30.20	28.30	23.90	19.80	15.70		
	130	Q					325700	249500	192600	163100	140200	100500	67700	41000	
	P					43.24	39.00	34.60	33.60	31.20	26.20	21.00	15.70		
6FE-50	90	Q	874100	722500	592400	480900	431400	343400	268800	235900	200000	148300			
		P	34.94	35.50	35.14	33.97	33.14	31.03	28.47	27.05	25.60	22.50			
	110	Q	778600	641600	524000	423100	378200	298600	224500	195500	168800	122200			
	P	45.10	44.17	42.40	39.94	38.49	35.24	31.60	29.80	27.80	23.90				
	130	Q	682400	560300	455200	365100	325000	246600	187700	161800	138200				
	P	54.59	52.20	49.07	45.32	43.27	38.90	34.30	32.00	29.70					
8GE-60	90	Q	1006100	837200	691700	566100	509800	408600	320700						
		P	42.70	43.60	43.40	42.30	41.40	39.10	36.10						
	110	Q	891600	741800	611600	497900	446500	352700	269200						
	P	55.40	54.30	52.20	49.30	47.60	44.00	40.30							
	130	Q	776300	646300	531000	427600	379600	299300							
	P	67.90	63.90	60.90	56.80	53.90	49.60								
8FE-70	90	Q	1189700	970000	798300	650600	584700	467000	366100						
		P	53.50	54.60	54.20	52.60	51.50	48.50	44.80						
	110	Q	1035800	857200	703000	569600	509800	402400	309600						
	P	69.40	67.80	65.10	61.50	59.30	54.50	49.00							
	130	Q	900600	743700	607100	488100	434400	337200							
	P	83.30	79.50	74.70	69.00	66.00	59.70								

Annexe 3 :

Dimensions et raccords de compresseur :



Données techniques :

Informations techniques

Volume déplacé (1450t/mn 50Hz)	221 m ³ /h
Volume déplacé (1750t/mn 60Hz)	266,7 m ³ /h
Nbre de cyl. x percement x course	8 x 82 mm x 60 mm
Poids	374 kg
Pression max. (BP/HP)	19 / 28 bar
Raccord cond.d'aspiration	76 mm - 3 1/8"
Raccord cond. de refoulement	54 mm - 2 1/8"
Huile pour R134a/R407C/R404A/R507A/R407A/R407F	BSE32(Standard) / R134a tc>70°C: BSE55 (Option)
Huile utilisée R22 (R12/R502)	B5.2 (Option)

Informations moteur

Version du moteur	1
Tension moteur (autre sur demande)	380-420V PW-3-50Hz
Intensité de fonctionnement max.	139.0 A
Ratio de bobinage	60/40
Int. démarrage (rotor bloqué)	401.0 A D / 590.0 A DD
Puissance absorbée Max.	78,0 kW

Standard de livraison

Protection moteur	SE-B2
Classe de protection	IP54 (Standard)
Éléments antivibratoires	Standard
Charge en huile	5,0 dm ³

Options disponibles

Sonde de température du gaz de refoulement	Option
Régulation de puissance	100-75-50% (Option)
Régulation de puissance -en continu	100-50% (Option)
Chauffage carter	140 W (Option)
Contrôle de la pression d'huile	MP54 (Option), Delta-P11 (Option)

Niveau sonore mesuré

Puissance sonore (+5°C / 50°C)	87,5 dB(A) @ 50Hz
Puissance sonore (-10°C / 45°C)	89,0 dB(A) @ 50Hz
Pression sonore @ 1m (+5°C / 50°C)	79,5 dB(A) @ 50Hz
Pression sonore @ 1m (-10°C / 45°C)	81,0 dB(A) @ 50Hz

Annexe 4 :



Fig. A : Plaque signalétique du compresseur.

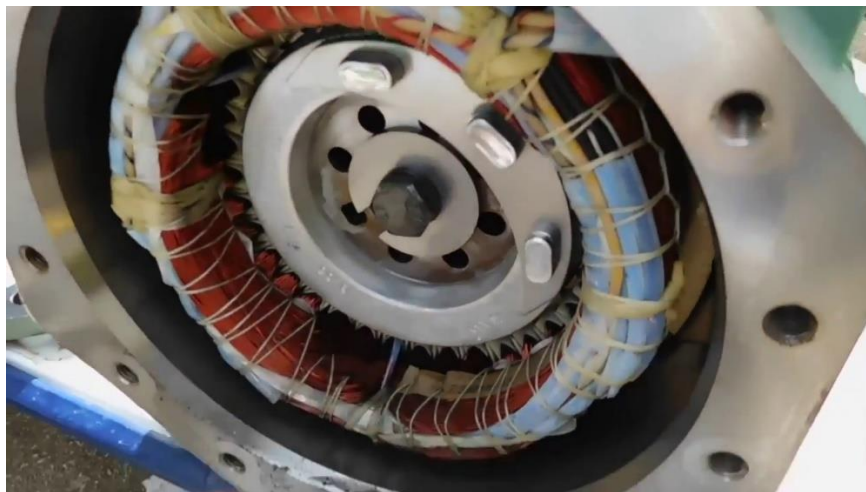


Fig. A : Vue de côté de moteur électrique du compresseur Bitzer.

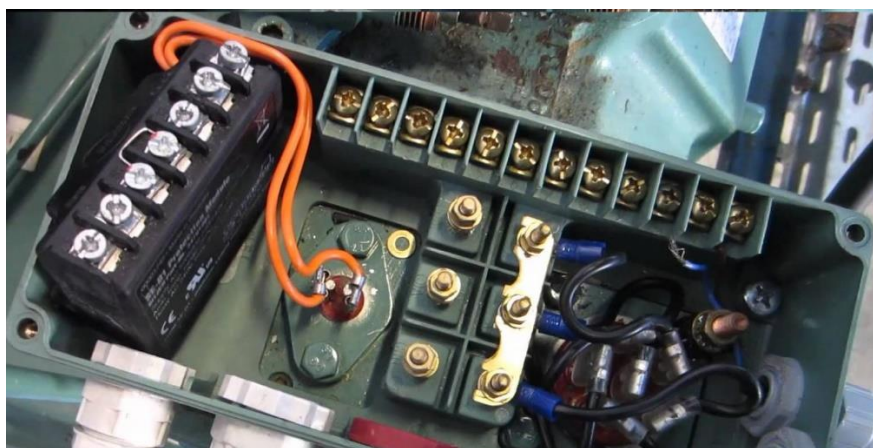


Fig. A : Plaque à bornes de moteur électrique.

Annexe 5 :

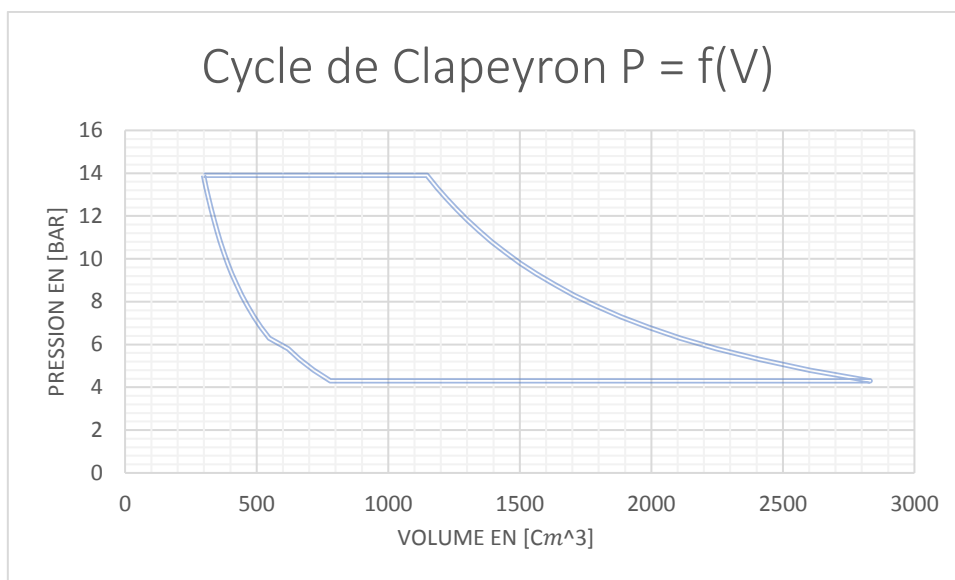


Fig. A : Cycle PV théorique du compresseur sur EXCEL.

Le cycle ci-dessus est obtenu en utilisant la relation « $PV^{\gamma} = \text{cst}$ », en partant des valeurs de tableau suivant :

1	P	V			
2	13,9	298	23	4,3	779,94
3	13,9	1147,23	24	4,8	716,6
4	13,3	1186,88	25	5,3	663,96
5	12,8	1222,43	26	5,8	619,44
6	12,3	1260,52	27	6,3	548,04
7	11,8	1301,46	28	6,8	516,74
8	11,3	1345,59	29	7,3	489,27
9	10,8	1393,31	30	7,8	464,94
10	10,3	1445,11	31	8,3	443,22
11	9,8	1501,56	32	8,8	423,7
12	9,3	1563,35	33	9,3	406,04
13	8,8	1631,32	34	9,8	390
14	8,3	1706,48	35	10,3	375,34
15	7,8	1790,11	36	10,8	361,89
16	7,3	1883,8	37	11,3	349,5
17	6,8	1989,59	38	11,8	338,04
18	6,3	2110,11	39	12,3	327,41
19	5,8	2248,84	40	12,8	317,52
20	5,3	2410,5	41	13,3	308,29
21	4,8	2601,63	42	13,9	298
22	4,3	2831,6			

Annexe 6 :

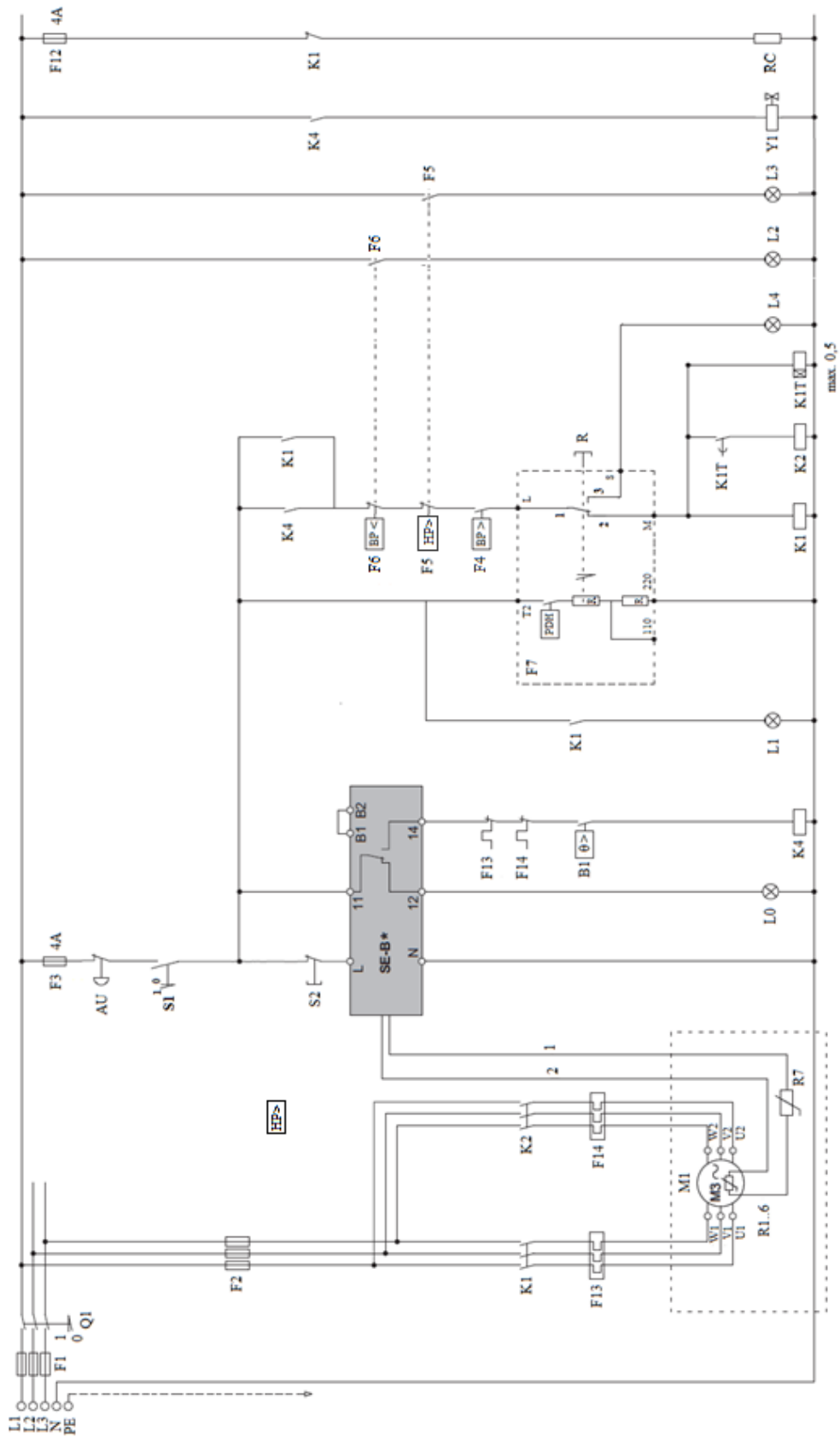


Fig. A. : Schéma électrique (puissance et commande) du compresseur.

Avec :

B1 : Unité de commande (thermostat d'ambiance).

F1 : Fusible principal.

F2 : Fusible de compresseur.

F3 : Fusible protection de commande.

F4 : Pressostat basse pression de régulation.

F5 : Pressostat Haute Pression de sécurité.

F6 : Pressostat Basse Pression de sécurité.

F7 : Pressostat différentiel d'huile.

F12 : Fusible de résistance de carter.

F13 : Relais thermique bobinage PW1.

F14 : Relais thermique bobinage PW2.

K1/K2 : Contacteur de moteur.

K4 : Relais auxiliaire (contacteur PW1).

K1T : Relais temporisé 500 ms.

M1 : Compresseur.

Q1 : Interrupteur principal.

R1...R6 : Sondes CTP bobinages moteur.

RC : Résistance du carter.

S1 : Commutateur de commande.

S2 : Réarmement excès de température.

Y1 : Vanne magnétique de la conduite liquide.

L0 : Voyant excès de température.

L1 : Voyant de la mise en marche.

L2 : Voyant de défaut pression BP.

L3 : Voyant de défaut pression HP.

L4 : Voyant de défaut pression d'huile.

Annexe 7 :

Caractéristiques du fluide frigorigène R22 :

Nom de fluide	R22
Famille	HCFC (hydrochlorofluoroacarbone)
Formule chimique	CHF ₂ Cl
Couleur	Incolore
Odeur	Très légèrement étherée
Température critique	96 °C
Pression critique	49.8 bars
Température d'ébullition à la pression Atmosphérique	40.9 °C
Solubilité de l'eau dans le produit	0.13 % en masse
Potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone	0.05
Potentiel d'effet de serre global à 100 ans	1700
Informations toxicologiques	Non nocif par inhalation. Décomposition thermique à haute température en produits toxiques et corrosifs. Gelures possibles par projection du gaz liquéfié.
Précautions individuelles	Eviter le contact avec la peau (gants), les yeux (lunettes). Ne pas fumer.
Manipulation et stockage	Eviter le contact avec les flammes. Tenir à l'écart de la chaleur. Stocker dans un endroit frais et ventilé.
Informations réglementaires	Substance classée non dangereuse. Fluide non inflammable et non toxique. Groupe de sécurité A1 (A : faiblement toxique – 1 : pas de propagation de flamme à 18°C et 101300 Pa).
Détection de fuites	Lampe haloïde Mousse à savon Détecteur électronique adapté
Précautions nécessaires au montage et à la mise en service	Propreté poussée lors du montage. Utiliser des raccords brasés. Effectuer les brassages sous atmosphère neutre. Effectuer un tirage au vide poussé : inférieur à 30 Pa. Utiliser un lubrifiant minéral ou de synthèse.
Domaines d'applications	Conditionnement d'air résidentiel, commercial et industriel. Refroidisseur de liquide. Installations à température négative.