

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur
et de la Recherche Scientifique



UNIVERSITE Abderrahmane MIRA BEJAIA
Faculté de Technologie
Département de Génie Mécanique

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Par :

BOUDJELLABA NASSIM

KHENNICHE BILLAL

Thème

Analyse énergétique et exergetique d'une installation frigorifique
-Cevital-Bejaia

Soutenu le 18/10/2021 devant le jury composé de :

Mr. SADAoui DJAMEL	président
Mr. DJERRADA ABDERRAHMANE	rapporteur
Mr. BENSLIMANE ABDELHAKIM	examineur

Année Universitaire 2020-2021

(*) Arrêté ministériel disponible sur le site www.univ-bejaia.dz/formation (rubrique textes règlementaires)

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Populaire et Démocratique

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Déclaration sur l'honneur

Engagement pour respecter les règles d'authenticité scientifique dans l'élaboration d'un travail de recherche

Arrêté ministériel n°933 du 28 juillet 2016(*) fixant les règles relatives à la prévention et la lutte contre le plagiat

Je soussigné,

Nom :

Prénom :

Matricule :

Spécialité et/ou Option :

Département :

Faculté :

Année universitaire :/.....

et chargé de préparer un mémoire de (Licence, Master, Autres à préciser) :

Intitulé:

.....

Déclare sur l'honneur, m'engager à respecter les règles scientifiques, méthodologiques, et les normes de déontologie professionnelle et de l'authenticité académique requises dans l'élaboration du projet de fin de cycle cité ci-dessus.

Fait à Béjaïa le

...../...../.....

Signature de l'intéressé

(*) Lu et approuvé

.....

(*) Arrêté ministériel disponible sur le site www.univ-bejaia.dz/formation (rubrique textes réglementaires)

Remerciements

Nous remercions en premier lieu Dieu tout puissant de nous avoir accordé la puissance et la volonté pour achever ce travail.

Nos sincères remerciements vont également à mon encadreur Monsieur DJERRADA Abderrahmane pour la qualité de son encadrement et ses encouragements qui ont été indispensables pour garder le moral dans les moments les plus compliqués, pour ses brillantes intuitions et pour l'optimisme qu'il a su nous transmettre.

Enfin, à tous ceux et celles qui de près ou de loin ont contribué à la réalisation de ce travail, Je vous dis merci.

Nos remerciements s'adressent aux membres du Jury qui nous font l'honneur de participer à la Soutenance.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

A ma source de bonheur :

Mon dieu, Mon père, ma mère, leurs bontés, leurs sacrifices, leurs encouragements perpétuels, leurs soutiens. Puisse Dieu prolonger leur vie dans le bonheur.

Mes frères mes sœurs et à tout ma famille.

Pour mes amies à l'université spécialité énergétique.

Table des matières

Remerciements	i
Dédicaces.....	ii
Table des matières.....	iii
Table des figures.....	viii
Liste des tableaux	x
NOMENCLATURE.....	xi
Introduction générale	1
Chapitre I : Généralités sur l'entreprise.....	3
1.1 Introduction :.....	3
1.2 Présentation de l'entreprise CEVITAL :.....	3
1.2.1 Historique et évolution.....	3
1.2.2 Implantation géographique de CEVITAL	4
1.3 Unité margarinerie	5
1.3.1 Composition de la margarine.....	5
1.3.2 Processus de fabrication de la margarine.....	5
1.3.3 Présentation et structure de l'unité margarinerie	6

Chapitre II : Généralités sur les machines frigorifiques	8
2.1 Introduction	8
2.2 Historique.....	8
2.3 Définition d'une machine frigorifique	9
2.4 Principe de fonctionnement d'une machine frigorifique	10
2.5 Etude théorique de la machine frigorifique.....	10
2.5.1 Premier principe :.....	10
2.5.2 Théorie du cycle idéal de Carnot	12
2.5.3 Diagramme enthalpique	13
2.6 Éléments constitutifs d'une machine frigorifique.....	15
2.6.1 Organes principaux	15
2.6.2 Appareillages annexes	17
2.6.3 Position des éléments constitutifs d'une machine frigorifique.....	20
2.7 Fluides frigorigènes.....	21
2.8 Rappel historique :	21
2.9 Classification des fluides frigorigènes :	22
2.9.1 Composés inorganiques :	22
2.9.2 Composés organiques :	22
2.9.3 Domaines d'application :	23

2.9.4	Caractéristiques physiques du fluide frigorigène parfait :	23
2.10	Gaz fluorés et l'environnement :	24
2.11	Gaz à effet de serre :	24
2.12	Critères de choix d'un fluide frigorigène :	24
2.12.1	Critères thermodynamiques :	25
2.12.2	Critères techniques :	25
2.12.3	Critères de sécurité :	25
2.12.4	Critères économiques :	26
2.12.5	Détermination du coefficient de performance COP :	26
2.12.6	L'efficacité de système (η) :	26
2.13	Conclusion	26
Chapitre III : Approches énergétique et exergétique		27
3.1	Introduction :	27
3.2	Approche énergétique :	27
3.2.1	Notion d'énergie :	27
3.3	Bilan énergétique :	28
3.3.1	Efficacité :	29
3.3.2	Efficacité d'un système :	30
3.4	Approche exergétique :	30

3.4.1	Historique et définition :	30
3.4.2	Bilan exergetique :	30
3.4.3	Terminologie et symbolisme :	32
3.4.4	Coenthalpie :	33
3.4.5	Perte exergetique :	33
3.4.6	Rendement exergetique :	34
3.5	Conclusion :	34
Chapitre IV : Application aux installations frigorifiques		35
4.1	Calcul thermodynamique	35
4.1.1	Régime de fonctionnement :	35
4.1.2	Calcul des différents points de cycle :	36
4.1.3	Charge frigorifique :	43
4.1.4	Etude énergétique de l'installation frigorifique	43
4.2	Etude thermodynamique avec un autre fluide frigorigène R134a	44
4.2.1	Régime de fonctionnement :	44
4.2.2	Calcul des différents points de cycle :	46
4.2.3	Charge frigorifique :	54
4.2.4	Etude énergétique de l'installation frigorifique	54
4.3	Comparaison entre le R717 et le R134a.....	55

4.4	Calcul exergetique des principaux composants	56
4.4.1	Exergetique du compresseur :	56
4.4.2	Exergetique du condenseur :	57
4.4.3	Analyse exergetique du l'échangeur coaxial :	59
4.4.4	Exergetique du détenteur :	60
4.4.5	Exergetique de l'évaporateur :	60
4.4.6	Perte totale dans l'installation.....	62
4.4.7	Rendement exergetique de l'installation frigorifique	62
4.4.8	Tableau récapitulatif de l'ensemble des calculs :	62
4.4.9	Interprétation des résultats :	63
4.4.10	Conclusion	63
	Conclusion générale	64
	Références Bibliographiques.....	65
	Annexe.....	66

Table des figures

Figure 1 : L'emplacement géographique du complexe CEVITAL.....	4
Figure 2: Process des lignes de production.	5
Figure 3: Diagramme énergétique d'une machine frigorifique	9
Figure 4: Schéma d'un système frigorifique à compression de vapeur simple.	10
Figure 5: Principe thermodynamique d'un système fermé.	11
Figure 6 : Machine frigorifique (transfert de chaleur).	11
Figure 7: Cycle Carnot idéal dans un diagramme (T-S).	12
Figure 8: diagramme de Mollier	14
Figure 9: Compresseurs à vis.	16
Figure 10: condenseurs.	16
Figure 11: Détendeurs thermostatiques.....	17
Figure 12: Vues d'évaporateurs multitubulaire du type détente sèche.	17
Figure 13: Le réservoir de liquide.....	17
Figure 14: Séparateur d'huile.....	18
Figure 15: Ventilateur.	18
Figure 16: filtres.....	18
Figure 17: déshydrateur.	18
Figure 18: Voyants de liquide.....	19
Figure 19: Eliminateur de vibration.	19
Figure 20: Silencieux de refoulement.	19
Figure 21: Tuyauterie.....	20
Figure 22: Thermostat.	20
Figure 23: Schéma d'un système frigorifique.	20
Figure 24 : Système thermodynamique quelconque [15].	28
Figure 25 . Schéma de l'installation.....	35

Figure 26: diagramme des frigoristes du cycle NH ₃ .	36
Figure 27: échangeur coaxial simple	42
Figure 28: Cycle de l'installation sur le diagramme du R134a.	45
Figure 29: échangeur coaxial simple	51
Figure 30: diagramme de l'air humide.	58

Liste des tableaux

Tableau 1: Domaines d'application privilégiés des fluides frigorigènes les plus utilisés.	23
Tableau 2: Effet des gaz flores sur la constitution de l'atmosphère.	24
Tableau 3: Coordonnée thermodynamique de chaque point de cycle au R717	36
Tableau 4 : Coordonnée thermodynamique de chaque point de cycle au R134a	45
Tableau 5 : Paramètre de comparaison entre R717 et R134	55
Tableau 6 : Tableau récapitulatif des calculs.	63

NOMENCLATURE

C	Chaleur massique	kJ/kg. K
Q_0	Charge frigorifique	kW
\dot{Q}_{NH3}^+	Chaleur perdue par le fluide NH3	kW
COP	Coefficient de performance	/
k	Coenthalpie massique	kJ/kg
\dot{E}_W^-	Copissance transformation perdue par le système	kW
\dot{E}_W^-	Copissance transformation reçue par le système	kW
$q_{m_{mar}}$	Débit massique de la margarine	kg/h
$q_{m_{nh3}}$	Débit massique de l'ammoniac	kg/s
$q_{m_{R134a}}$	Débit massique de R134a	kg/s
q_v	Débit volumique	m ³ /s
E	Efficacité d'un système	/
U	Energie interne totale	kJ/Kg
h	Enthalpie massique	kJ/Kg
S	Entropie du système	kJ/kg. K
\dot{E}_q^-	Exergie-chaleur perdue par le système	kW
\dot{E}_q^+	Exergie-chaleur reçue par le système	kW
L	Perte exergetique	kW
P	Pression	bar
P_{cd}	Pression de condensation	bar

P_{ev}	Pression d'évaporation	Bar
P_{cd}	Puissance frigorifique de condenseur	kW
P_{ev}	Puissance frigorifique a l'évaporateur	kW
P_{thc}	Puissance théorique de compresseur	kW
$P_{éh}$	Puissance de l'échangeur coaxial	kW
P_c	Puissance réelle de compresseur	kW
\dot{Q}_i^+	Puissance-chaleur reçue par le système	kW
\dot{E}_k^+	Puissance-travail reçue par le système	kW
η	Rendement exergetique	/
η_c^s	Rendement isentropique de compresseur	/
T	Température	K
T_{cd}	Température de condensation	K
T_{ev}	Température d'évaporation	K
T_m	Température moyenne	K
V	Volume massique	m ³ /kg

Introduction générale

Le froid trouve de nombreuses applications dans des domaines très variés (industries agroalimentaires, médecine, confort thermique, pétrochimie...) et c'est dans le domaine alimentaire que le froid occupe une place prépondérante car il permet de limiter les gaspillages (pertes après récolte...) et de prolonger la durée de conservation des produits ce qui permet un élargissement des échanges. On a pu estimer que dans certaines régions du monde, 50% des denrées alimentaires disponibles se perdent entre la période qui s'écoule entre le moment de la production et celui de la consommation. Ainsi, dans le domaine alimentaire, l'objectif du froid est de maintenir la qualité originale des produits en limitant (ou en supprimant) les altérations liées au développement des microorganismes, altérations très rapides dans les pays chauds à cause des conditions climatiques (température, humidité relative) qui sont favorables à la prolifération des bactéries, levures et moisissures. Pour les produits fabriqués par l'industrie agroalimentaire (lait, fromage...), le froid permet d'améliorer leur qualité en favorisant la maîtrise des conditions de fabrication par une optimisation des paramètres climatiques influençant le comportement des microorganismes. Le froid permet aussi l'augmentation du volume de production agricole par la modification du cycle végétatif des plantes améliorant ainsi leur rendement (printanisation des céréales...). En production animale, le froid permet la conservation longue durée du sperme destiné à l'insémination artificielle ou encore la conservation des sérums et des vaccins destinés à enrayer les épidémies frappant les animaux [1].

L'avancée technologique de nos jours qui autorise un contrôle plus précis de la température et de l'humidité permet d'améliorer la production du froid.

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 Cevital (service margarinerie), qui est l'entreprise la plus dynamique 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 vis dit « SAB 202 ».

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 étude énergétique du cycle frigorifique 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.
- Le chapitre II traite sur les machines frigorifiques et les fluides frigorigènes.
- Le chapitre III est dédié la description des approches énergétique et exergetique
- Le chapitre IV est consacré à Analyse thermodynamique et l'étude énergétique et exergetique de l'installation frigorifique

Chapitre I

Généralités sur l'entreprise

Chapitre I : Généralités sur l'entreprise

1.1 Introduction :

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

1.2 Présentation de l'entreprise CEVITAL :

Cevital est un Groupe familial qui s'est bâti sur une histoire, un parcours et des valeurs qui ont fait sa réussite et sa renommée.

Première entreprise privée algérienne à avoir investi dans des secteurs d'activités diversifiés, elle a traversé d'importantes étapes historiques pour atteindre sa taille et sa notoriété actuelle.

Industrie agroalimentaire et grande distribution, électronique et électro-ménager, sidérurgie, industrie du verre plat, construction industrielle, automobile, services, médias... Le Groupe Cevital s'est construit, au fil des investissements, autour de l'idée forte de constituer un ensemble économique.

Porté par 18 000 employés répartis sur 3 continents, il représente le fleuron de l'économie algérienne, et œuvre continuellement dans la création d'emplois et de richesse.

1.2.1 Historique et évolution

Cevital, est une société par action (SPA) dont les actionnaires principaux sont M. REBRAB et FILS, elle est l'un des fleurons de l'industrie agroalimentaire en Algérie qui est constituée de plusieurs unités de production équipées de la dernière technologie et poursuit son développement par divers projets en cours de réalisation. Elle a été créée en Mai 1998 avec un capital social qui est fixé 68 ,760 milliards de DA. Elle se situe dans le nouveau quai du port de BEJAIA et s'étend sur une superficie de 76 156 m².

Elle occupe une place stratégique qui lui permet de faciliter les relations avec son environnement antérieur. Ci-après, quelques dates qui ont marqué l'histoire de Cevital :

1998 : le complexe Cevital a débuté son activité par le conditionnement de l'huile en Décembre.

1999 : entrée en production de la raffinerie d'huile de 570000 T/An et lancement de la première marque d'huile de table de haute qualité, 100% tournesol « FLEURIAL »,

2001 : entrée en production de la margarinerie de 180000 T/An et lancement de la première marque de margarine de table « FLEURIAL ».

2003 : entrée en production de la raffinerie de sucre (650000 T/An de sucre blanc et 25000T/An de sucre liquide). Lancement de la margarine de feuilletage « LA PARISIENNE » pour les boulangeries pâtisseries.

Avril 2005 : lancement de trois nouveaux projets dont deux sur le site LARBAA (verre plat, fabrication industrielle de produit manufacturé en béton) ; et l'acquisition des eaux minérales de LALLA KHEDIDJA.

1.2.2 Implantation géographique de CEVITAL



Figure 1 : L'emplacement géographique du complexe CEVITAL

La direction du complexe CEVITAL FOOD est implantée dans l'enceinte portuaire de Bejaia (figure 1) à 3 Km sud-ouest de cette ville, et à 230 Km de l'est d'Alger. Cette place stratégique offre à la filiale CEVITAL FOOD un grand avantage de proximité économique, puisqu'elle se trouve proche du port et de l'aéroport, ainsi que de la zone industrielle d'AKBOU. CEVITAL FOOD s'étale sur une surface de 45000m² pour un terrain de concession d'une durée de 30 ans avec renouvellement du contrat. Dans ce site, CEVITAL FOOD a entrepris la construction des installations suivantes :

- Raffinerie huile
- Margarinerie
- Silos portuaires
- Raffinerie du sucre

D'autres unités rattachées à la filiale CEVITAL FOOD sont installées :

– A EL KSEUR : Une unité de production de jus de fruits COJEK. Un immense plan d'investissement a été consenti visant à moderniser l'outil de production de jus de fruits.

– A TIZI OUZOU : à AGOUNI GUEGHRANE (OUADHIAS) : au cœur du massif montagneux du DJURDJURA qui culmine une source d'eau à plus de 2300 mètres d'altitude. L'unité d'Eau Minérale LALLA KHEDIDJA (UEMLK) a été inaugurée en juin 2007.

1.3 Unité margarinerie

1.3.1 Composition de la margarine

Les principaux éléments constituant la margarine sont :

- La Blend d'huiles ;
- L'eau et/ou le lait et les protéines ;
- Les émulsifiants ;
- Colorants, conservateurs et vitamines ;
- Les hydrocolloïdes (stabilisateurs) ;
- Le sel (NaCl).

1.3.2 Processus de fabrication de la margarine

Le processus de fabrication de la margarine est représenté dans les figures (4).

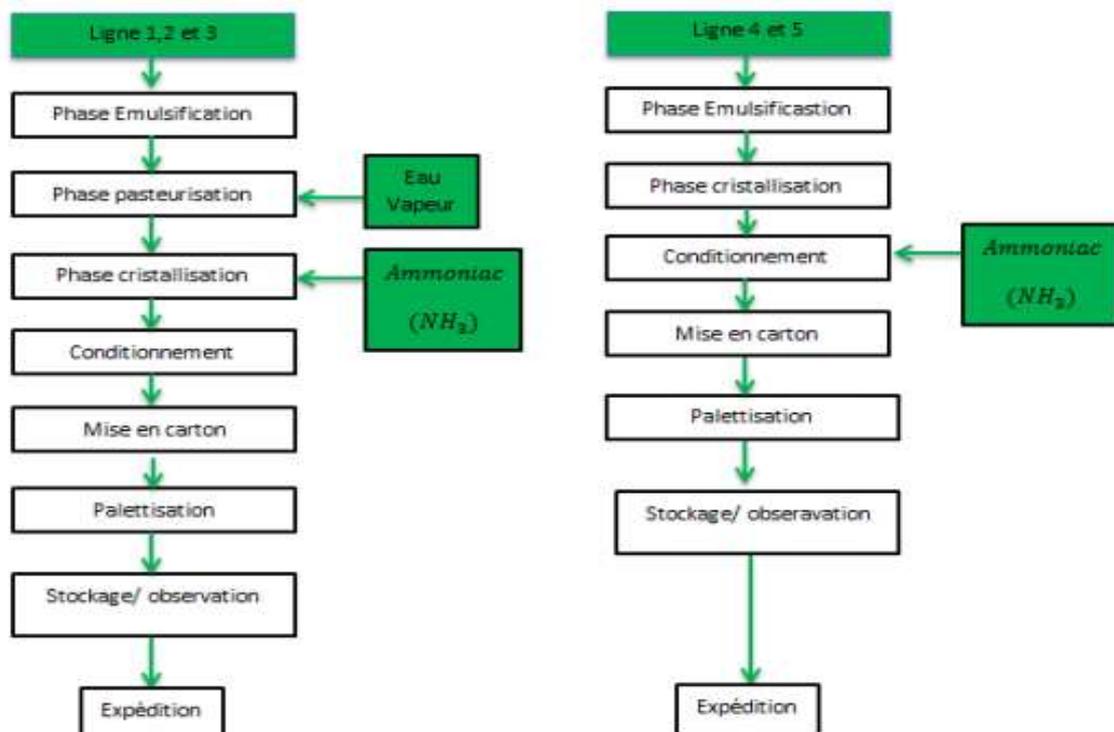


Figure 2: Process des lignes de production.

Phase aqueuse :

Consiste à préparer un mélange d'eau, d'amidon, d'acide citrique, de conservateurs, d'antiseptiques, de sels et de lait qui est préparé indépendamment (le lait est pasteurisé puis refroidi plusieurs fois de suite pour empêcher le développement des bactéries).

Phase grasse :

Consiste à préparer un autre mélange composé d'huiles raffinées, d'émulsifiants, de mono glycérides, de colorants, d'arômes et de vitamines.

Préparation des émulsifiants :

On prépare les émulsifiants (la lécithine, monoglycéride, monoglycéride-lactique) en même temps. On fait diluer l'arôme et le colorant qui sont envoyés vers le bac de pesée d'émulsifiants

Préparation de l'émulsion :

L'émulsion est le résultat de combinaison entre la phase aqueuse, la phase grasse et l'émulsifiant, ces trois quantités seront versées dans le bac d'émulsion ou elles seront bien mélangées. A l'aide d'une pompe d'émulsion, le mélange (émulsion) passe vers le pasteurisateur à une température de 65 °C. ensuite, il passe vers le combineur sous une température de 20 °C grâce à la pompe de haute pression.

Cristallisation :

Cette étape est assurée par le combineur qui est composé de deux cylindres et un cristallisateur. Dans le cas où le produit est en plaquette, il passe d'abord vers le tube de repos ensuite vers le conditionnement, tandis que le produit en barquette passe directement vers le conditionnement.

Conditionnement :

Après cristallisation, le produit est conditionné et prendra sa forme finale.

Conservation :

Les margarines étant des produits alimentaires, leurs durées de vie sont limitées car elles peuvent subir un certain nombre d'altérations, par un rancissement dû à l'oxydation. Pour éviter ces altérations, à la sortie des conditionneuses, le produit est stocké dans la chambre froide à une température de 10 °C.

1.3.3 Présentation et structure de l'unité margarinerie

L'unité de production de margarine est l'endroit où on a eu l'honneur d'effectuer notre stage et d'assister Mr. ASLOUNE NADIR lui-même ingénieur et maître de stage. La margarinerie comme on la dénomme couramment, produit de plusieurs produits différents, elle est équipée de machines allemandes et

françaises. La production journalière est assez conséquente et s'élève au maximum à 600tonnes/jour. Les produits qui y sont manufacturés répondent aux besoins du marché Algérien en général.

L'unité margarinerie structuré en deux étages :

Le 1^{er} étages : là où s'effectuent le contrôle continue de production, et la préparation des différents composants. Se constitue donc d'une :

- Zone entreposage des cartons de margarine ;
- Salle convoyeuse de barquettes ; – Salle de contrôle ;
- Salle de préparation de vitamines et des colorants ;
- Salle de préparation des huiles ;
- Salle de préparation du lait.

Le 2^{-ème} étage : là où s'effectuent les taches suivantes :

- Préparation des mélanges de composants.
- Pasteurisation, refroidissement (NH₃), cristallisation, et Conditionnement.
- Mise en cartons (par l'encartonneuse). Elle se constitue de 5 lignes de production :

Le rez-de-chaussée se constitue d'une salle de palettisation (paletterie) contient :

- Une salle de commande ;
- Trois palettiseurs ;
- Des navettes ;
- Bande rouleuse (Plastifieuse) ;
- Des chariots élévateurs.
- Chambre froide

Chapitre II

Généralités sur les machines frigorifiques

2 Chapitre II : Généralités sur les machines frigorifiques

2.1 Introduction

De nombreux processus technologiques ont lieu à des températures inférieures à celles qui peuvent être obtenues lors du refroidissement naturel par l'eau ou par l'air.

Le refroidissement au-dessous de la température ambiante s'appelle refroidissement artificiel ou forcé. Pour obtenir un froid artificiel les installations frigorifiques utilisent des fluides à bas point d'ébullition sous pression relativement faible [1].

Il résulte du deuxième principe de la thermodynamique que, pour l'obtention artificielle du froid, il est nécessaire de fournir un travail permanent et d'assurer le transfert de chaleur du corps à refroidir vers l'atmosphère au moyen du fluide frigorigène.

2.2 Historique

Les premières machines : En 1834, l'américain Jacob Perkins invente une machine à compression de vapeur (en cycle fermé) en utilisant comme fluide frigorigène l'éthyle. Un seul prototype fut construit.

Une vingtaine d'années plus tard, l'écossais James Harrison, dépose un brevet sur une idée très proche en utilisant le même fluide frigorigène : l'éthyle. Ce fluide est inflammable et toxique mais c'est le seul fluide qui sera utilisé dans les quelques machines à compression fabriquées jusqu'à la fin du 19e siècle [2].

Durant cette période deux autres principes vont être utilisés pour la production artificielle de froid : les cycles à air et les cycles à absorption

La machine à absorption a été inventée en 1859 par le français Ferdinand Carré qui choisit comme fluide frigorigène l'ammoniac. Le succès de cette machine fut rapide, tout particulièrement aux Etats-Unis. Cette machine domina largement les autres types de machines jusqu'en 1875. On notera que la théorie sur les systèmes à absorption fut développée bien plus tard, en 1913, par l'allemand Edmund Altenkirch [2].

Les machines à compression ne connurent une réelle industrialisation qu'à partir de 1870 quand des fluides frigorigènes moins dangereux que l'éthyle furent proposés : le dioxyde de soufre (SO₂), chlorure de méthylène, dioxyde de carbone (CO₂). Ce dernier fut largement utilisé dans les transports maritimes à partir de 1890 en remplacement des machines à air. Ainsi la deuxième moitié du 19^e siècle fut la période des pionniers de la réfrigération qui surent fabriquer et utiliser les premiers équipements... sans pour autant avoir une appréhension scientifique des phénomènes dont ces machines étaient le siège.

La naissance de la technologie du froid au 20^e siècle

A proprement parlé, la naissance de la technologie de la production du froid (par technologie nous entendons l'utilisation d'outils intellectuels et de théories pour la conception et la réalisation de machines) peut être datée du début du 20^e siècle : la prédominance des machines à compression de fluides liquéfiables était devenue effective et la production artificielle de plus en plus importante. Il fallut toutefois attendre l'année 1915 pour que dans le pays le plus moderne de l'époque, les Etats Unis, la production artificielle de glace dépasse la production "naturelle" de glace [2].

2.3 Définition d'une machine frigorifique

Une machine frigorifique, est une machine thermodynamique destinée à maintenir un local ou un milieu à une température inférieure à celle du milieu environnant. C'est donc un système qui transfère des calories d'un milieu à bas niveau de température vers un milieu où la température est supérieure.

L'écoulement naturel de la chaleur s'effectuant toujours d'un corps chaud vers un corps froid, donc on peut définir également la machine frigorifique comme un matériel permettant de réaliser l'écoulement de chaleur inverse du sens naturel, c'est-à-dire d'un milieu froid vers un milieu plus chaud. Une dépense d'énergie sera bien entendu inévitable pour réaliser ce transfert inverse. L'énergie nécessaire pour assurer le transfert doit être inférieure à l'énergie calorifique utile pour que le système ait un quelconque intérêt [5].

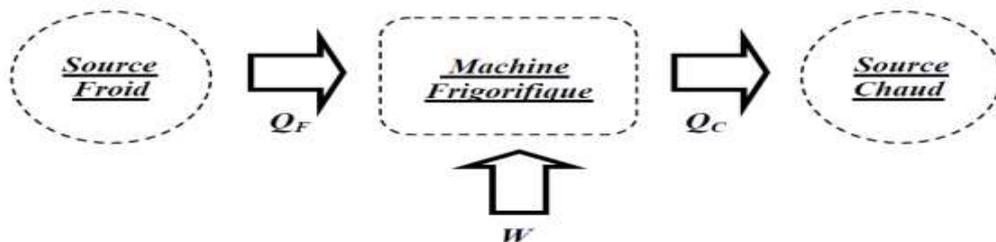


Figure 3: Diagramme énergétique d'une machine frigorifique

2.4 Principe de fonctionnement d'une machine frigorifique

Le système frigorifique à compression de vapeur le plus courant fonctionne grâce à un fluide frigorigène situé dans un circuit fermé comprenant un compresseur, un condenseur, un organe de détente, un évaporateur et des tuyauteries de raccordement (**Figure 5**).

Le compresseur comprime le fluide frigorigène (à l'état vapeur) pour augmenter sa pression et sa température, de plus, il permet de faire circuler le fluide frigorigène dans le circuit fermé. En passant dans le condenseur, le fluide frigorigène (à haute pression) cède son énergie thermique (Q_c) vers le milieu environnant, De ce fait, le fluide frigorigène se condense et passe à l'état liquide.

Lorsque le fluide frigorigène traverse le détendeur, sa pression ainsi que sa température diminuent. En passant dans l'évaporateur, le frigorigène se vaporise, ce qui permet d'extraire la chaleur (Q_f) de la substance à refroidir.

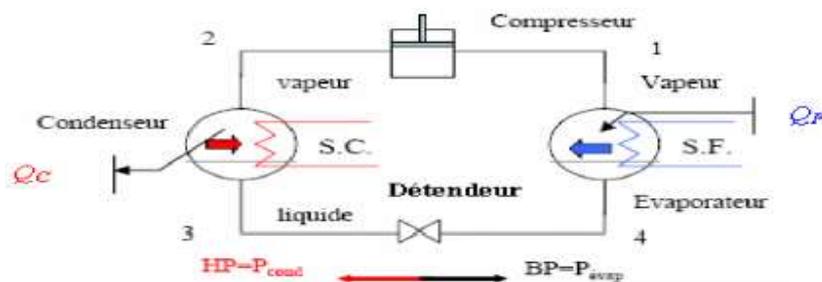


Figure 4: Schéma d'un système frigorifique à compression de vapeur simple.

Le changement d'état liquide-vapeur est le phénomène majeur sur lequel on s'appuie pour produire du froid.

Le frigorigène évolue dans un système clos qui doit être aussi parfaitement étanche vis-à-vis de l'extérieur que possible (confinement du frigorigène). Il est à noter que le fluide utilisé est choisi selon sa capacité à absorber/ relâcher la chaleur à des pressions données. Chaque fluide possède ses caractéristiques et certains fluides seront par exemple davantage utilisés pour créer du chaud alors que d'autres correspondront plus à la création de froid [1].

2.5 Etude théorique de la machine frigorifique

2.5.1 Premier principe :

Le premier principe de la thermodynamique stipule que lors de toutes transformations, il y a conservation de l'énergie.

Dans le cas des systèmes thermodynamiques fermés, il s'énonce de la manière suivante :

« Au cours d'une transformation quelconque d'un système fermé, la variation de son énergie est égale à la quantité d'énergie échangée avec le milieu extérieur. La variation de l'énergie est donnée sous forme de chaleur (Q) et sous forme de travail (W) ».

Dans un système cohérent d'unités, ce premier principe se traduit par la relation :

$$W+Q=0$$

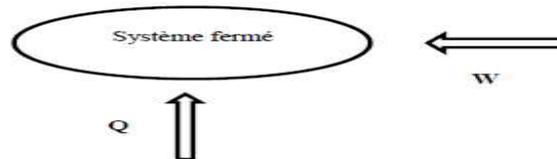


Figure 5: Principe thermodynamique d'un système fermé.

Le premier principe met en évidence la conservation des énergies mises en jeu dans un système.

Lorsqu'un système évolue de manière cyclique entre 2 sources de chaleur, on caractérise une source froide à la température T_1 et une source chaude à la température T_2 . Les appellations « source froide » et « source chaude » sont des appellations relatives à un schéma déterminé. La température de la source chaude est toujours supérieure à celle de la source froide [9].

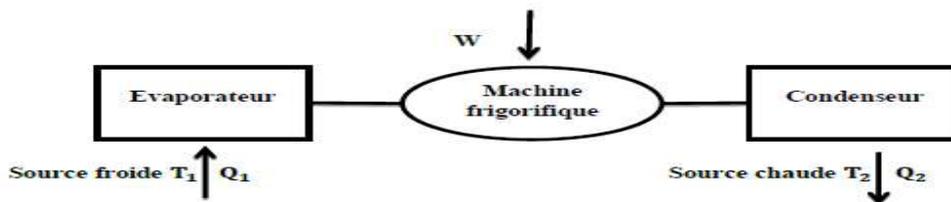


Figure 6 : Machine frigorifique (transfert de chaleur).

Le système reçoit de la chaleur Q_1 de la source froide et du travail W . Il restitue de la chaleur Q_2 à la source chaude.

En application du premier principe, on peut écrire :

$$W + Q_1 + Q_2 = 0$$

Ce qui est reçu est compté positivement, ce qui est cédé négativement, soit en valeur absolue :

Chaleur cédée :

$$Q_2 = W + Q_1$$

Chaleur prélevée :

$$Q_1 = Q_2 - W$$

2.5.2 Théorie du cycle idéal de Carnot

Le cycle de Carnot, est un cycle complètement réversible, c'est le modèle idéal pour un cycle de réfrigération fonctionnant entre deux températures fixes, les cycles des machines réelles sont toujours comparés à celui du cycle de Carnot par le biais du rendement. La (figure) montre le schéma d'une installation de Carnot. Constitué de quatre processus réversibles



Figure 7: Cycle Carnot idéal dans un diagramme (T-S).

- 3→4 : Détente adiabatique
- 4→1 : évaporation isotherme.
- 1→2 : compression adiabatique
- 2→3 : condensation isotherme

➤ **Coefficient de performance pour le cycle de Carnot**

Dans les cycles fonctionne réversiblement (cycle de Carnot) on peut fait la démonstration pour déduire coefficient de performance d'après l'analyse théorique de diagramme (T-S).

Les transferts d'énergie sont donnés comme suite :

La chaleur rejetée à l'extérieur :

$$Q_c = T_c \cdot (S_2 - S_3)$$

La chaleur absorbée par l'évaporateur :

$$Q_f = T_f \cdot (S_1 - S_4)$$

Pour le cycle de Carnot on a :

$$S_1 = S_2 \text{ et } S_4 = S_3$$

Donc on aura :

$$Q_f = T_f \cdot (S_2 - S_3)$$

Le travail consommé par le compresseur s'écrit :

$$W = (T_c - T_f) \cdot (S_2 - S_3)$$

D'où l'équation du COP :

Bilan énergétique :

$$\frac{Q_c}{T_c} = \frac{Q_f}{T_f}$$

$$COP_c = \frac{Q_f}{W}$$

$$COP_c = \frac{T_f}{T_c - T_f}$$

Les cycles réversibles ont deux propriétés importantes :

Un cycle de réfrigération ne peut avoir un coefficient de performance supérieur à celui d'un cycle réversible fonctionnant entre les mêmes limites de température, autrement dit

$$COP_c > C$$

2.5.3 Diagramme enthalpique

Le diagramme de Mollier permet de connaître l'état du réfrigérant en fonction de la pression et de l'enthalpie.

Il a été déduit de la relation pression – température existant dans les gaz liquéfiables.

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

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

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

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

A droite, une courbe dite de saturation vapeur 100% vapeur et 0 % liquide forme la cloche.

L'intersection de ces deux courbes se réalise en un point sommet appelé point critique au-dessus duquel un changement d'état n'est plus possible. La zone située dans l'enveloppe de la cloche représente la zone hétérogène de mélange liquide – vapeur en changement d'état par exemple.

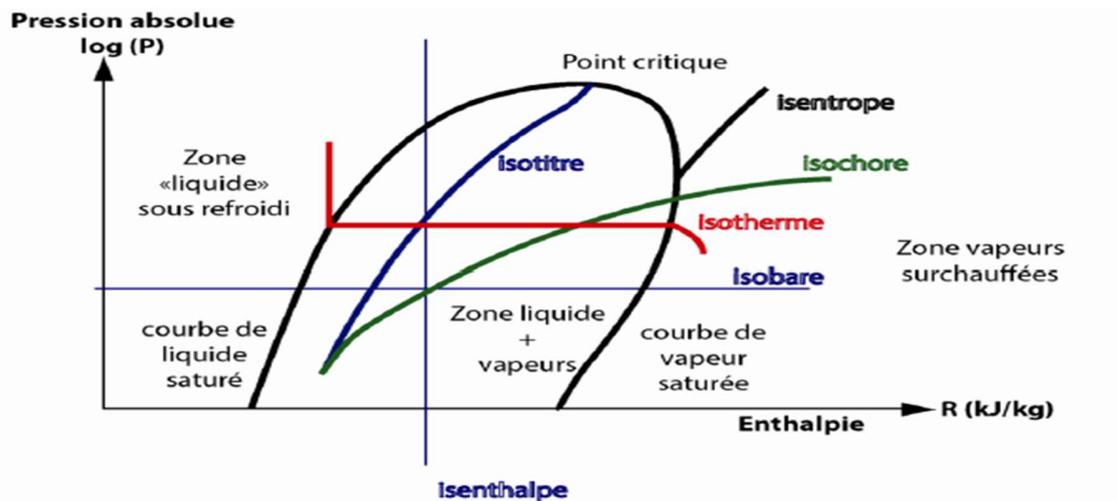


Figure 8: diagramme de Mollier

Le diagramme représente également :

- Les courbes à titre constant ou pourcentage de vapeur dans le liquide (de 0 à 1 ou de 0 à 100 %) dans l'enveloppe ou sous la « cloche ».

- Les courbes :

- À volume spécifique V en m^3/Kg (isochores)
- À entropie constante en $kJ/kg \cdot ^\circ K$ (isentropes)
- Isothermes ou à température constante.

Les parallèles aux axes :

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

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

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

Le diagramme enthalpique permet donc sans calcul :

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

2.6 Éléments constitutifs d'une machine frigorifique

Pour obtenir une basse température donnée dans l'évaporation, il est nécessaire de produire la pression d'évaporation correspondante, cette pression obtenue à l'aide d'un compresseur qui évacue la vapeur qui se dégage lors de l'ébullition du fluide frigorigène.

Une installation frigorifique à compression mécanique comporte quatre éléments principaux :

- Le compresseur
- Le condenseur
- L'évaporateur
- Le détendeur

2.6.1 Organes principaux

2.6.1.1 Compresseur

Le compresseur est un organe mécanique destiné à accroître la pression d'un fluide compressible moyennant un moteur d'entraînement. Il joue un rôle très important dans les installations frigorifiques, il assure la circulation du fluide frigorigène dans les circuits de la machine. En effet, il aspire les vapeurs à basse pression provenant de l'évaporateur pour les comprimer avant de les refouler vers le condenseur [1].

Il existe deux grands types de compresseurs à vapeur :

- Les compresseurs volumétriques dans lesquels la compression des vapeurs est obtenue par la réduction du volume intérieur d'une chambre de compression.
- Les compresseurs centrifuges dans lesquels la compression résulte de la force centrifuge obtenue par entraînement dynamique au moyen d'une roue à aubes, ce type est utilisé pour de grandes puissances (groupes frigorifiques de grande puissance en génie climatique par exemple).

2.6.1.1.1 Compresseur à vis birotor :

Ce type de compresseur est le plus courant, il comporte deux rotors à dentures hélicoïdales (un rotor mâle et un rotor femelle) usinés en hélice, tournant à grande vitesse. Le rotor mâle formant les lobes est entraîné par le moteur et entraîne à son tour le rotor femelle qui forme des alvéoles.

Pendant la rotation, les alvéoles jouent le rôle d'un cylindre dont le volume du gaz frigorigère se réduit progressivement alors que les lobes jouent le rôle du piston [1,2]



Figure 9: Compresseurs à vis.

A-compresseur mono rotor

B-compresseur birotor

2.6.1.2 Condenseurs

Les condenseurs sont des échangeurs thermiques entre le fluide frigorigène et un fluide de refroidissement. Le fluide frigorigène cède la chaleur acquise, dans l'évaporateur et lors de la compression, au fluide de refroidissement.

Lors de son passage dans le condenseur, le fluide frigorigène passe de l'état vapeur à l'état liquide.

On distingue deux familles de condenseurs suivant le fluide de refroidissement :

- Les condenseurs à air
- Les condenseurs à eau

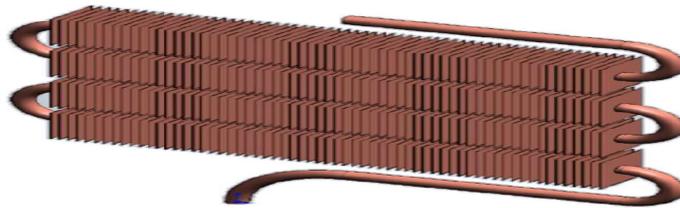


Figure 10: condenseurs.

2.6.1.3 Détendeurs

Sont destinés à l'alimentation des évaporateurs en fluide frigorigène. Suivant le principe de fonctionnement des évaporateurs, on distinguera : les dispositifs alimentant les évaporateurs à détente sèche les dispositifs alimentant les évaporateurs noyés Les dispositifs alimentant les évaporateurs à détente sèche communément appelés détendeurs seront abordés dans cette partie.

Quant aux autres dispositifs, il s'agit de systèmes de détection de niveau.

Les détendeurs pour évaporateurs à détente sèche se regroupent en trois types :

- Les tubes capillaires ou détendeurs capillaires
- Les détendeurs thermostatiques
- Les détendeurs électroniques



Figure 11: Détendeurs thermostatiques

2.6.1.4 Evaporateurs

Les évaporateurs sont des échangeurs thermiques entre le fluide frigorigène (FF) et le fluide à refroidir. Le FF absorbe la chaleur du fluide à refroidir ; ce dernier se refroidit tandis que le FF se vaporise.

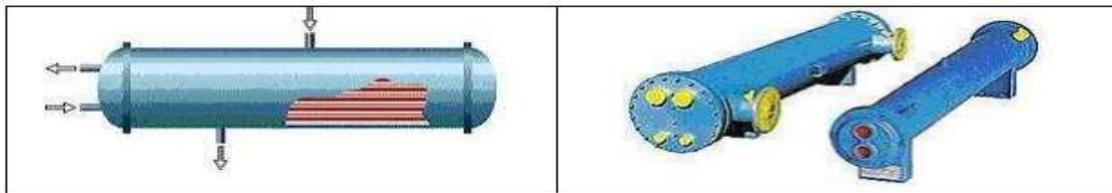


Figure 12: Vues d'évaporateurs multitubulaire du type détente sèche.

2.6.2 Appareillages annexes

2.6.2.1 Réservoir de liquide

Le réservoir de liquide est placé à la sortie du condenseur et sert à stocker le fluide frigorigène liquide à la mise en arrêt de l'appareil ou lors des opérations de maintenance. Il permet d'alimenter le détendeur en liquide de façon permanente à l'aide de son tube plongeur et assure la régulation du système frigorifique lorsque les variations de charges thermiques sont importantes.



Figure 13: Le réservoir de liquide

2.6.2.2 Séparateur de liquide

L'huile, entraînée par le compresseur vers les autres organes de l'installation, est non miscible avec le fluide frigorigène comme l'ammoniac R717. Le séparateur d'huile est raccordé par une conduite d'entrée de fluide frigorigène qui est reliée au refoulement du compresseur, par une sortie fluide frigorigène qui est reliée au condenseur et par une conduite de retour d'huile qui regagne le carter du compresseur. Le séparateur permet d'empêcher la circulation de l'huile dans le circuit frigorifique. Il piège l'huile et la renvoie au carter du compresseur.

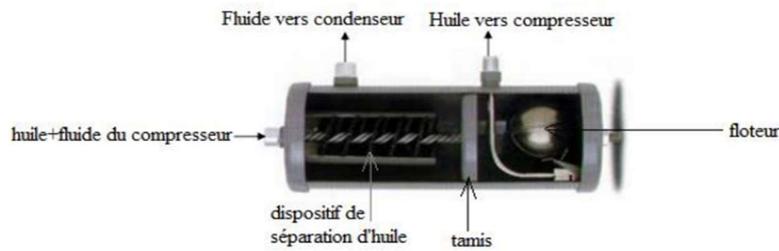


Figure 14: Séparateur d'huile.

2.6.2.3 Ventilateurs

Dans les installations frigorifiques, les ventilateurs ont pour rôle d'assurer la circulation d'air dans l'appareil. Elles aident l'air, au moyen du condenseur, à réguler la température, améliorant ainsi la performance de refroidissement dans le frigo.



Figure 15: Ventilateur.

2.6.2.4 Filtres

Les filtres servent à harponner les impuretés contenues dans le circuit frigorifique. On distingue trois types de filtres : filtres à impuretés, filtre d'aspiration, filtre à huile.



Figure 16: filtres.

2.6.2.5 Déshydrateur

Le déshydrateur, situé entre le réservoir de liquide et le voyant de liquide combiné avec le filtre, est composé d'un mélange optimal de gel de silice, d'un tamis moléculaire et d'oxyde d'aluminium activé. Il maintient la teneur en eau du fluide frigorigène à un niveau acceptable dans le circuit frigorifique et élimine les acides nuisibles.



Figure 17: déshydrateur.

2.6.2.6 Voyants de liquide

On distingue, parmi les voyants, deux types : les voyants simples et les voyants indicateurs d'humidité, Voyant simple est un organe placé juste avant le détendeur et après le filtre déshydrateur qui permet de contrôler la présence éventuelle de bulles.

Le voyant indicateur d'humidité un voyant simple avec une double fonction, celle de l'indication de l'état de saturation du circuit frigorifique à l'aide d'une couronne indicatrice qui change de couleur en fonction du teneur en eau.



Figure 18: Voyants de liquide.

2.6.2.7 Eliminateur de vibration

L'éliminateur de vibration se situe près de l'organe qui produit ces vibrations autrement dit il est situé près du compresseur. Il permet de réduire les vibrations transmises au circuit frigorifique par une machine en mouvement et d'absorber les tensions dues aux dilatations et aux contractions des conduits.



Figure 19: Eliminateur de vibration.

2.6.2.8 Silencieux de refoulement

Le silencieux de refoulement est monté entre le compresseur et le condenseur juste après l'éliminateur de vibrations s'il existe, qui a pour tâche de réduire les bruits causés par les vibrations et la pulsation des vapeurs de fluide frigorigène dans la conduite de refoulement.



Figure 20: Silencieux de refoulement.

2.6.2.9 Tuyauterie

La tuyauterie est un élément important d'installations frigorifiques. Une mauvaise conception et une mauvaise exécution des conduites d'installations frigorifiques peuvent avoir pour conséquence un fonctionnement défectueux, voire des endommagements au niveau de l'installation frigorifique. Elle est actuellement réalisée en tube de cuivre, qui sert à transporter l'huile dans les conduites d'agents réfrigérants.

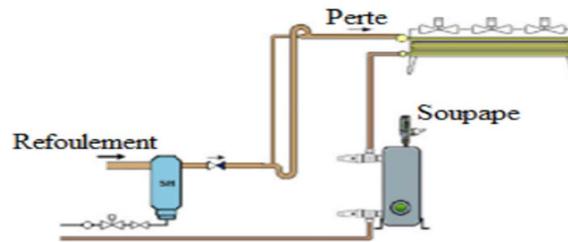


Figure 21: Tuyauterie.

2.6.2.10 Thermostats

Un thermostat est un organe de régulation de la température interne du réfrigérateur capable de maintenir constante la température sous l'effet d'une détection de température.



Figure 22: Thermostat.

2.6.3 Position des éléments constitutifs d'une machine frigorifique

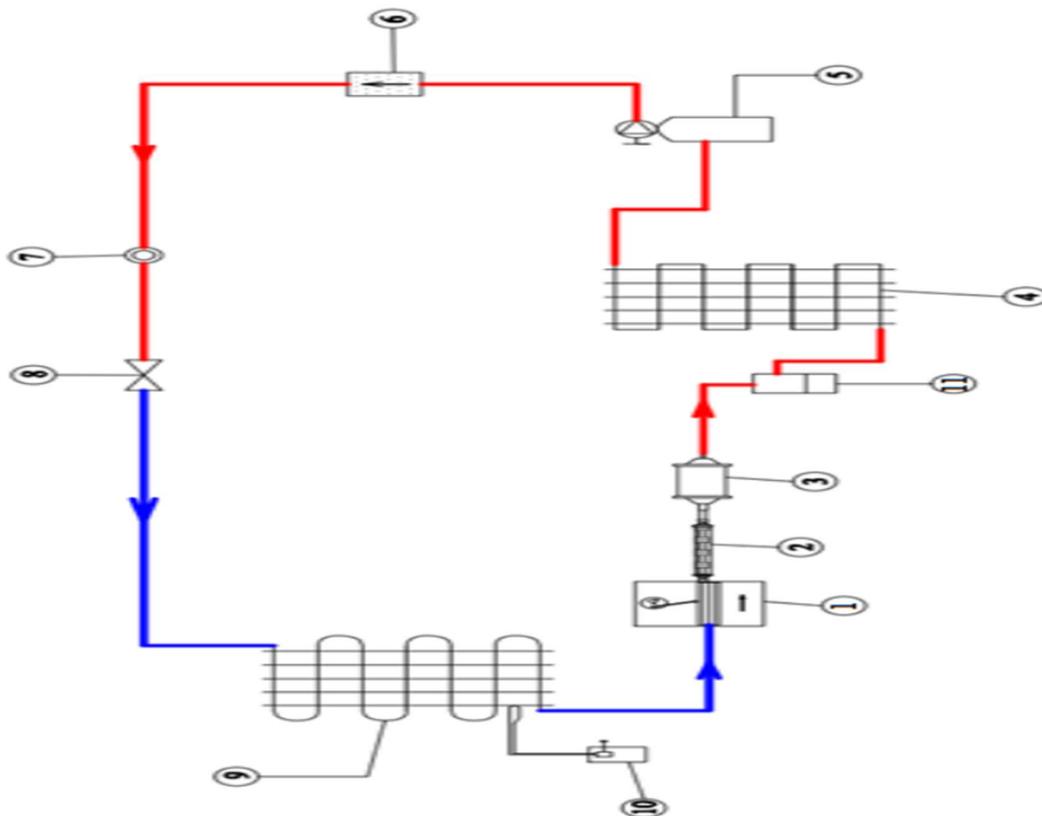


Figure 23: Schéma d'un système frigorifique.

— : Zone à basse pression :

— Zone à haute pression

1 : Compresseur

2 : Eliminateur de vibration

3 : Silencieux de refoulement

4 : Condenseur

5 : Réservoir de liquide

6 : Filtre déshydrateur

7 : Voyant de liquide

8 : Détendeur

9 : Evaporateur

10 : Thermostat

2.7 Fluides frigorigènes

Les fluides frigorigènes sont des substances ou des mélanges de substances, utilisés dans les circuits de systèmes frigorifiques tels que : des chambres froides, des réfrigérateurs, des pompes à chaleur. Les fluides frigorigènes ont la particularité d'avoir sous la pression atmosphérique, une température d'évaporation très faible. Cette propriété thermodynamique permet de produire du froid [11].

Le fluide frigorigène est le carburant d'une installation frigorifique dans laquelle, circulant, il est évaporé, comprimé, liquéfié et détendu. Il assure le transfert de la chaleur en recevant, en dessous de la température ambiante, la chaleur par évaporation et en le cédant à nouveau, au-dessus de la température ambiante, par liquéfaction.

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

2.8 Rappel historique :

L'eau fut le premier fluide frigorigène utilisé depuis l'antiquité. En 1876, Linde a introduit l'ammoniac. Au début du XXème siècle les hydrocarbures, le dioxyde de carbone (dans la marine) ainsi que le dioxyde de soufre sont utilisés. Malheureusement, tous ces composés sont soit toxiques, soit inflammables. C'est pourquoi dès 1930, nous utilisons les dérivés chloro-fluorés du méthane et de l'éthane.

2.9 Classification des fluides frigorigènes :

Les fluides frigorigènes obéissent à une classification qui permet une désignation précise de chaque fluide. Cette classification est effectuée sur la base de critères différents suivant la famille ou la sous famille de fluides considérés.

Les fluides frigorigènes sont divisés en deux grandes familles qui sont :

2.9.1 Composés inorganiques :

Les fluides de cette famille sont ceux de la série 700.

Le fluide le plus utilisé de cette famille est l'ammoniac (NH_3) et il est désigné par R717 :

R : désigne Réfrigérant.

Le 7 : des centaines désigne la série 700.

Le 17 : représentant les deux derniers chiffres désigne la masse molaire du corps (14 pour l'azote (N) et 3 pour l'hydrogène (H)).

2.9.2 Composés organiques :

Les composés organiques sont des dérivés du méthane (CH_4) et de l'éthane (C_2H_6).

Ils se divisent en trois sous familles :

- Les corps purs.
- Les mélanges (de corps purs).
- Les hydrocarbures.

2.9.2.1 Corps purs :

Les corps purs se regroupent en trois sous-groupes suivant leur composition chimique :

- Les CFC (chlorofluorocarbone).
- Les HCFC (hydro chlorofluorocarbone).
- Les HFC (hydrofluorocarbure).

La caractéristique principale d'un corps pur est qu'il se condense et s'évapore à température et pression constante.

2.9.2.2 Les mélanges :

Les mélanges de corps purs se regroupent en deux sous-groupes :

a) les mélanges azéotropiques qui se comportent comme des corps purs : sont les fluides frigorigènes de la série 500.

b) les mélanges azéotropiques qui ne sont pas des corps purs : sont les fluides frigorigènes de la série 400.

2.9.2.3 Les hydrocarbures :

Les fluides frigorigènes du type hydrocarbure proviennent essentiellement du raffinage du pétrole mais également du dégazolinage (récupération des hydrocarbures liquides) du gaz naturel.

Ce sont essentiellement le R600 (butane), le R600a (isobutane) et le R290 (propane) qui est le plus utilisé. Contrairement aux autres fluides frigorigènes, les hydrocarbures sont hautement inflammables. Dans certaines classifications, les fluides frigorigènes du type HC (hydrocarbures) sont regroupés avec les fluides de la série 700 comme le R717 (ammoniac), le R718 (eau) ou le R744 (dioxyde de carbone) sous la famille des fluides dits « naturels » [12].

2.9.3 Domaines d'application :

Le tableau suivant résume les domaines d'application privilégiés des fluides frigorigènes les plus utilisés

Fluide frigorigène	Désignation chimique	Formule chimique	Plage d'utilisation °C	Domaine d'application
R12	Dichlorodifluorom Ethane	CCl ₂ F ₂	-40 à +10	Réfrigérateurs, installation frigorifiques, industriels, équipement des engins de transport.
R13	Monochlorotrifluorométhane	CClF ₃	-100 à -60	Installations frigorifiques en cascade pour application industriels.
R21	Dichlorofluométhane	CHCl ₂ F	-20 à +20	Pompe à chaleurs, installations frigorifiques à température de condensation élevée.
R22	Chlorodifluorométhane	CHClF ₂	-50 à +10	Pour navires, installation de congélation.
R23	Trifluorométhane	CHF ₃	-100 à -60	Installations frigorifiques mono et bi-étages pour application industrielles et laboratoires.
R717	Ammoniac	NH ₃	-70 à +10	Installations frigorifiques pour produits, applications industriels.

Tableau 1: Domaines d'application privilégiés des fluides frigorigènes les plus utilisés.

2.9.4 Caractéristiques physiques du fluide frigorigène parfait :

Les principales caractéristiques sont [13] :

- Chaleur latente de vaporisation très élevée.
- Point d'ébullition, sous la pression atmosphérique, suffisamment bas.

- Pas d'action sur les métaux composant le circuit (ainsi, par exemple l'ammoniac attaque le cuivre).
- Non inflammable et non explosif en mélange avec l'air.
- Sans effet sur la santé du personnel.
- Sans action sur les denrées à conserver.
- Sans odeur ou n'ayant qu'une faible odeur non désagréable.
- Pas d'action sur la couche d'ozone.
- Pas d'action sur le réchauffement terrestre

2.10 Gaz fluorés et l'environnement :

Les gaz fluorés contribuent à deux effets majeurs modifiant la constitution de l'atmosphère

- L'effet de serre.
- La modification de la concentration d'ozone.

	Effet de serre	Couche ozone
CFC	Oui	Effet très important
HCFC	Oui	Effet important
HFC	Oui	Non

Tableau 2: Effet des gaz fluorés sur la constitution de l'atmosphère.

2.11 Gaz à effet de serre :

Depuis quelques décennies, l'impact des fluides frigorigènes sur l'environnement est devenu un enjeu majeur. En effet, de par la présence de fuites au niveau du circuit frigorifique, la responsabilité de ces fluides dans la destruction de la couche d'ozone et l'augmentation de l'effet de serre n'est plus à démontrer [14].

Par brassage de l'atmosphère, les chlorofluorocarbures CFC, aboutissent dans la stratosphère, où le rayonnement ultraviolet libère les atomes de chlore. Ces atomes se recombinaient avec l'ozone pour former de l'oxyde de chlore et une molécule d'oxygène selon la réaction en chaîne suivante :

On estime qu'un atome de chlore peut ainsi détruire plus de 100 000 atomes d'ozone. La production des CFC a été interdite par le protocole de Montréal (1987).

2.12 Critères de choix d'un fluide frigorigène :

Un fluide frigorigène a pour rôle d'assurer le transfert de chaleur entre le milieu refroidi et le milieu extérieur en subissant un ensemble de transformations thermodynamiques à l'intérieur d'une machine frigorifique. Un fluide frigorigène devra répondre à l'ensemble des critères définis ci-après.

2.12.1 Critères thermodynamiques :

Ces critères se résument comme suit :

La pression d'évaporation du fluide doit être, autant que possible, supérieure à la pression atmosphérique de façon à maintenir le circuit frigorifique en surpression par rapport à l'atmosphère.

La température critique du fluide doit être supérieure à la température de condensation afin d'éviter toute diminution du rendement du système frigorifique. En règle générale, il faut toujours chercher à éloigner au maximum le fonctionnement d'une machine du régime critique.

Les pressions du cycle frigorifique doivent rester dans la plage de valeurs recommandée par le constructeur du compresseur afin de limiter le taux de compression (rapport entre la pression de refoulement et la pression d'aspiration) à une valeur raisonnable, généralement comprise entre 3 et 4, pour optimiser le rendement volumétrique du compresseur.

Le rapport des chaleurs massiques (C_p/C_v) doit être le plus proche de 1 afin de limiter la surchauffe des vapeurs au cours de la compression. Une surchauffe importante peut altérer les propriétés de l'huile.

La conductivité thermique, la masse volumique, la viscosité dynamique et la capacité calorifique sont des paramètres dont dépend l'amélioration des échanges thermiques.

2.12.2 Critères techniques :

Ces critères se résument comme suit :

La compatibilité entre le fluide frigorigène et les matériaux utilisés dans l'installation doit être vérifiée.

Le fluide frigorigène doit être sélectionné en vue d'obtenir le meilleur compromis entre viscosité et miscibilité du couple fluide/lubrifiant.

La présence d'eau dans un circuit frigorifique est à proscrire.

Le fluide frigorigène doit pouvoir garder son intégrité et ses propriétés face aux températures élevées de fin de compression et aux répétitions des cycles « haute température/basse température » auxquels il est soumis.

2.12.3 Critères de sécurité :

Ces critères se résument comme suit :

Le fluide frigorigène doit être non toxique, non inflammable et non explosif.

Le fluide ne doit présenter aucune action sur les denrées alimentaires dans le cas des applications en industrie agroalimentaire.

Le fluide doit présenter une action faible, voire nulle, sur la destruction de la couche d'ozone et sur le réchauffement global de la planète.

2.12.4 Critères économiques :

Ces critères se résument comme suit :

Le choix du fluide frigorigène va conditionner le choix des éléments constitutifs du circuit frigorifique et à fortiori le coût global de l'installation.

La disponibilité du fluide doit être suffisante pour permettre une maintenance rapide de l'installation.

Le coût des fluides visés par une interdiction future risque d'augmenter au fur et à mesure que l'on se rapproche de la date limite.

2.12.5 Détermination du coefficient de performance COP :

Le coefficient de performance (COP) est défini par le rapport de la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur sur la quantité de chaleur fournie au générateur plus le travail de la pompe de solution. Le coefficient de performance est donné par l'équation suivante :

$$\text{COP} = \frac{Q_f}{W_{\text{cycle}}}$$

Le coefficient de performance de Carnot (COP_c) est le coefficient de performance maximal possible pour un système à absorption.

2.12.6 L'efficacité de système (η) :

L'efficacité du système (η) est définie comme étant le rapport du coefficient de performance (COP) sur le coefficient de performance de Carnot (COP_c).

$$\eta = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_c}$$

2.13 Conclusion

Ce chapitre porte essentiellement sur la production du froid. En effet, on a essayé de donner un aperçu sur les différents éléments d'une machine frigorifique.

Le fonctionnement de l'installation nécessite quatre processus essentiels qui sont : évaporation, compression, condensation et détente.

Il nous éclaire aussi sur les fluides frigorigènes d'une manière générale. Lors du choix d'un fluide frigorigène, il y'a plusieurs paramètres à prendre en considération, d'un côté technique et ce pour un fonctionnement maximal de l'installation, et d'un côté sécurité et préservation de l'environnement.

Chapitre III

**Approches énergétiques et
exergétiques**

3 Chapitre III : Approches énergétique et exergetique

3.1 Introduction :

L'énergie est une propriété qu'un corps possède, liée à la capacité de fournir un travail "Un effet". Associer l'exergie à l'énergie dans les approches du fonctionnement des systèmes revient ainsi à associer quantité et qualité de l'énergie et de ses diverses formes ou types. L'approche devient nettement plus riche qu'une simple approche énergétique.

Ce chapitre s'intéresse essentiellement à la description mathématique des approches énergétique et exergetique.

3.2 Approche énergétique :

3.2.1 Notion d'énergie :

L'énergie se manifeste sous plusieurs formes, chacune avec ses caractéristiques, Ces dernières sont liées à leur capacité à provoquer des changements. Les différentes formes d'énergie peuvent être classées en deux catégories [15].

- Les énergies ordonnées.
- Les énergies désordonnées.

3.2.1.1 Energie ordonnée :

Les énergies ordonnées regroupent l'énergie potentielle et l'énergie cinétique qui possèdent les caractéristiques suivantes [15] :

- Possibilité de passer d'un type a l'autre avec conservation totale en opérant de façon réversible.
- Le transfert d'énergie ordonnée entre deux systèmes s'effectue uniquement par échange d'énergie travail.
- Le transfert d'énergie ordonnée entre deux systèmes n'entraîne pas de variation d'entropie. Ainsi de tels procédés peuvent être analysés à l'aide du premier principe de la thermodynamique seulement.
- Les paramètres de l'environnement ne sont pas considérés lors du transfert d'énergie ordonnée entre deux systèmes

3.2.1.2 Energie désordonnée :

Cette forme d'énergie regroupe tous les autres types d'énergies [15] :

Différente des énergies ordonnées notamment l'énergie thermique, l'énergie chimique...etc.

Elle possède les caractéristiques suivantes :

- Pour avoir un maximum de conversion d'une forme d'énergie désordonnée en une forme ordonnée, il est nécessaire d'avoir un procédé entièrement réversible.
- La limite maximale d'une telle conversion dépend des paramètres thermodynamiques des procédés mais aussi de l'environnement.
- La conversion engendre une variation d'entropie.
- L'analyse des formes d'énergies désordonnées nécessite l'utilisation du deuxième principe de la thermodynamique.

3.3 Bilan énergétique :

Considérons un système quelconque, donnant lieu à des transferts-travail, des transferts-chaleur et des transferts de masse. Un tel système peut être représenté schématiquement par la (Figure II.1) [15] :



Figure 24 : Système thermodynamique quelconque [15].

En vertu du premier principe de la thermodynamique, le bilan énergétique en puissance, relatif à un système quelconque, est exprimé par l'équation (IV.1).

$$\frac{dU_{cz}}{dt} = \sum_k [\dot{E}_k^+] + \sum_i [\dot{Q}_i^+] + \dot{Q}_a^+ \sum_j [\dot{h}_{cz}^+ \dot{M}_i^+] \quad (\text{III. 1})$$

Avec :

- U_{cz} : Energie interne totale.
- $\dot{E}_k^+ = \delta \dot{E}_k^+ / dt$: Puissance-travail reçue par le système, d'un système k, autre que l'atmosphère.
- $\dot{Q}_i^+ = \delta \dot{Q}_i^+ / dt$: Puissance-chaleur reçue par le système, d'un système i, autre que l'atmosphère.
- $\dot{Q}_a^+ = \delta \dot{Q}_a^+ / dt$: Puissance-chaleur reçue par le système, de l'atmosphère.
- $\dot{M}_i^+ = \delta \dot{M}_i^+ / dt$: Débit-masse reçu par le système, en une section j, d'un système externe j.
- h_{czj} : Enthalpie totale massique du fluide au droit de la section J.

En considérant la puissance travail effective fournie par le système qui est égale à la puissance travail globale diminuée de celle engendrée par l'augmentation de volume du système ($P_a \cdot dV/dt$), l'équation (III.1) devient :

$$\sum_k [\dot{E}_{ek}^+] + \sum_i [\dot{Q}_i^+] + \dot{Q}_a^+ + \sum_j [h_{czj}^+ \dot{M}^{(t)}] - \frac{d(U_{cz} + P_a V)}{dt} = 0 \quad (\text{III. 2})$$

Avec :

$$\sum_k [\dot{E}_k^+] = \sum_k [\dot{E}_{ek}^+] - P_a \frac{dV}{dt} \quad (\text{III. 3})$$

L'énergie effective se définit comme suit :

$$U_e = U + P_a V \quad (\text{III. 4})$$

A partir des équations (III.2) et (III.4) nous obtenons :

$$\sum_k [\dot{E}_{ek}^+] + \sum_i [\dot{Q}_i^+] + \dot{Q}_a^+ + \sum_j [h_{czj}^+ \dot{M}_i^+] - \frac{dU_{ecc}}{dt} = 0 \quad (\text{III. 5})$$

Par la suite, on peut définir une nouvelle grandeur appelée puissance – transformation, donnée par l'expression suivante :

$$\dot{Y}^+ = \sum_j [h_{czj}^+ \dot{M}_i^+] - \frac{d(U_{cz} + P_a V)}{dt} \quad (\text{III. 6})$$

Le bilan peut alors se mettre sous la forme :

$$\sum_k [\dot{E}_{ek}^+] + \sum_i [\dot{Q}_i^+] + \dot{Q}_a^+ + \sum_j [\dot{Y}^+] = 0 \quad (\text{III. 7})$$

3.3.1 Efficacité :

D'une façon générale, nous appelons efficacité le rapport entre les prestations énergétiques données par le système et les prestations énergétiques reçues par le système. Malheureusement, il n'est pas possible de donner une définition générale de ce rapport, car les valeurs des diverses prestations varient de cas en cas [15].

Toutefois, il est généralement admis que l'énergie-chaleur Q_a transférée entre le système et l'atmosphère ne peut être considérée ni comme une prestation reçue, ni comme une prestation donnée, car elle n'a pas de valeur intrinsèque. C'est pourquoi le terme Q_a ne figurera pas dans les diverses expressions de l'efficacité. Cela revient à dire que l'énergie chaleur Q_a n'a pas de valeur quand on la donne et qu'elle est gratuite quand on la reçoit [15].

Dans le cas des installations motrices, des installations de chauffage et des installations de cogénération, le bilan (IV.2) peut, en omettant les indices pour simplifier, être mis sous la forme :

$$\sum[\dot{E}^-] + \sum[\dot{Q}^-] + \dot{Q}_a^- + \sum[\dot{Y}^-] = \sum[\dot{E}^+] + \sum[\dot{Q}^+] + \dot{Q}_a^+ + \sum[\dot{Y}^+] \quad (\text{III. 8})$$

Ou toutes les puissances données par le système figurent au premier membre et toutes les puissances reçues par le système au second membre.

Précisons que les expressions $\sum[\dot{Q}_a^-]$ et $\sum[\dot{Q}_a^+]$ concernent toutes les puissances-chaleur transférées entre le système et les différentes sources, à l'exclusion des puissances-chaleur \dot{Q}_a^- et \dot{Q}_a^+ qui sont transférées entre le système et l'atmosphère.

En admettant arbitrairement que les puissances-chaleur \dot{Q}_a^- et \dot{Q}_a^+ sont considérées soit comme sans valeur, soit comme gratuites, le bilan énergétique (III.8) suggère la définition de l'efficacité [15].

3.3.2 Efficacité d'un système :

Elle est définie par :

$$\varepsilon = \frac{\sum[\dot{E}^-] + \sum[\dot{Q}^-] + \dot{Q}_a^- + \sum[\dot{Y}^-]}{\sum[\dot{E}^+] + \sum[\dot{Q}^+] + \dot{Q}_a^+ + \sum[\dot{Y}^+]} \quad (\text{III. 9})$$

Examinons maintenant si l'expression (III.9) conduit à une définition satisfaisante de l'efficacité dans le cas d'une installation motrice par exemple [15].

3.4 Approche exergetique :

3.4.1 Historique et définition :

L'exergie d'un système est une fonction thermodynamique qui exprime la capacité de ce système à produire du travail en raison de son déséquilibre avec l'ambiance dans laquelle il se trouve.

On peut définir l'exergie d'une source d'énergie comme la quantité maximale de travail qu'il serait possible d'en retirer au moyen d'un cycle thermodynamique moteur réversible, l'autre source étant en équilibre avec l'ambiance [16].

C'est en 1889 déjà que Georges Gouy a émis l'idée que la potentialité d'un système au point de vue de la production de travail pouvait être exprimée par une fonction contenante, non seulement l'énergie interne du système, mais encore la température T_a et la pression P_a de l'atmosphère extérieure au système lui-même [17].

Depuis lors, les implications et les conséquences de cette idée ont été étudiées et développées dans différents pays par un certain nombre de chercheurs, sous le terme général de théorie de l'exergie [18].

Il est maintenant largement reconnu que la théorie de l'exergie est extrêmement féconde, car elle débouche sur une comptabilité dite exergetique qui englobe le premier et le deuxième principe de la thermodynamique. Seule cette comptabilité exergetique permet d'évaluer quantitativement ce que l'on appelle quantitativement la dégradation de l'énergie [18].

3.4.2 Bilan exergetique :

Considérons à nouveau un système quelconque. Un tel système peut être représenté schématiquement par la (Figure 23) [15].

En vertu des relations (III.2) et (III.6), le premier principe de la thermodynamique, le bilan

énergétique est exprimé par l'équation (III.12).

$$\sum_k [\dot{E}_k^+] + \sum_i \left[\int \delta \dot{Q}_i^+ \right] + \dot{Q}_i^+ + \sum_n [\dot{Y}_n^+] = 0 \quad (\text{III. 10})$$

Avec :

- \dot{E}_k^+ : Puissance-travail reçue par le système, d'un système k.
- \dot{Q}_i^+ : Puissance-chaleur reçue de la source à température T_i (dans le cas général ou T_i est variable, il convient d'intégrer par rapport à l'espace).
- \dot{Q}_a^+ : Puissance-chaleur reçue de l'atmosphère, à la température T_a .
- $\dot{Y}_n^+ = \left\{ \sum_j [h_{czj}^+ \dot{M}_j^+] - \frac{dU_{ecz}}{dt} \right\}_n$: Puissance –transformation effective reçue au niveau du réseau n.

Précisons bien que la température T_i est la température commune à la source i et au système, le long de la frontière en traits pointillés. Il en est de même de la température T_a .

Le deuxième principe est exprimé par le bilan d'entropie :

$$\frac{dS}{dt} = \sum_i \left[\int \frac{\delta \dot{Q}_i^+}{T_i} \right] + \frac{\dot{Q}_i^+}{T_a} + \sum_j [s_j \dot{M}_j^+] + \dot{S}^i \quad (\text{III. 11})$$

Avec :

- S : Entropie du système.
- s_j : Entropie massique du fluide au droit de la section j .
- S_i : Entropie due aux opérations internes irréversibles, c'est-à-dire simplement aux irréversibilités du système. Elle caractérise la création d'entropie.

Comme nous l'avons fait pour le bilan énergétique (III.11), nous avons traité séparément la source à température T_a , constituée par l'atmosphère avec l'expression :

$$\sum_i \left[\int \frac{\delta \dot{Q}_i^+}{T_i} \right] + \frac{\dot{Q}_i^+}{T_a} \quad (\text{III. 12})$$

L'équation (II.14) peut remplacer par : $\sum_i \left[\int \frac{\delta \dot{Q}_i^+}{T_i} \right]$.

En vertu du deuxième principe, nous avons toujours :

$$\delta \dot{S}^i \geq 0 \frac{\delta \dot{S}^i}{dt} + \dot{S}^i = 0$$

Étant donné la propriété d'extensivité de l'entropie, nous pouvons effectuer des sommations sur les réseaux n et remplacer :

$$\frac{dS}{dt} \text{ par } \sum_f \left[\frac{dS}{dt} \right]_n$$

$$\sum_j [s_j \dot{M}_i^+] \text{ par } \sum_n \left\{ \sum_j [s_j \dot{M}_i^+] \right\} \quad (\text{III. 13})$$

En tenant compte des substitutions indiquées ci-dessus, il est possible de mettre le bilan entropique (III.13) sous la forme :

$$\sum_i \left[\int \frac{\delta \dot{Q}_i^+}{T_i} \right] + \frac{\dot{Q}_i^+}{T_a} + \sum_n \left\{ \sum_j [s_j \dot{M}_i^+] - \frac{dS}{dt} \right\}_n + \dot{S}^i = 0 \quad (\text{III. 14})$$

En multipliant tous les termes de ce bilan par la température "Ta" de l'atmosphère, nous obtenons l'équation suivante :

$$\sum_i \left[\int \frac{T_a}{T_i} \delta \dot{Q}_i^+ \right] + \dot{Q}_i^+ + \sum_n \left\{ \sum_j [T_a s_j \dot{M}_i^+] - \frac{d}{dt} (T_a S) \right\}_n + T_a \dot{S}^i = 0 \quad (\text{III. 15})$$

Le bilan exergetique est obtenu en éliminant Q_a entre les équations (III.12) (1er principe) et (III.15) (2eme principe). On obtient le bilan exergetique [15] :

$$\sum_k [\dot{E}_k^+] + \sum_i \left[\int \delta \dot{Q}_i^+ \right] + \dot{Q}_i^+ + \sum_n \left\{ \sum_j [h_{cz} \dot{M}_i^+] - \frac{d(U_{cz} + P_a V)}{dt} \right\} = 0 \quad (\text{III. 16})$$

$$- \sum_i \left[\int \frac{T_a}{T_i} \delta \dot{Q}_i^+ \right] + \dot{Q}_i^+ + \sum_n \left\{ \sum_j [T_a s_j \dot{M}_i^+] - \frac{d}{dt} (T_a S) \right\}_n = T_a \dot{S}^i \geq 0$$

$$\sum_k [E_k^+] + \sum_i \left[\int \left(1 - \frac{T_a}{T_i} \right) \delta \dot{Q}_i^+ \right]$$

$$+ \sum_n \left\{ \sum_j [(h_{czj} - T_a s_j) \dot{M}_i^+] - \frac{d}{dt} (U_{cz} + P_a V - T_a S) \right\}_n = T_a \dot{S}^i \geq 0 \quad (\text{III. 17})$$

3.4.3 Terminologie et symbolisme :

Le bilan exergetique (III.17) fait apparaitre un certain nombre de grandeurs nouvelles pour lesquelles nous proposons un nom et un symbole [15].

Nous définissons les grandeurs suivantes :

$$\text{➤ Coénergie totale [J] : } J_{cz} = U_{cz} + P_a V - T_a S \quad (\text{III.18})$$

$$\text{➤ Coénergie totale massique [J/Kg] : } j_{cz} = u_{cz} + P_a V - T_a S \quad (\text{III.19})$$

$$\text{➤ Coenthalpie totale [J] : } K_{cz} = H_{cz} + P_a V - T_a S \quad (\text{III.20})$$

$$\text{➤ Coenthalpie totale massique [J/Kg] : } k_{cz} = h_{cz} + P_a V - T_a S \quad (\text{III.21})$$

$$\text{➤ Facteur de Carnot : } \theta = 1 - \frac{T_a}{T} \quad (\text{III.22})$$

$$\text{➤ Cotravail-chaueur reçue [J] : } E_q^+ = \int \theta \delta Q^+ \quad (\text{III.23})$$

$$\text{➤ Copuissance-chaueur reçue [W] : } \dot{E}_q^+ = \int \theta \delta \dot{Q}^+ \quad (\text{III.24})$$

$$\text{➤ Cotravail-transformation reçue [J] : } E_y^+ = \sum [\int K_{czj} dM_j^+] - \Delta J_{cz} \quad (\text{III.25})$$

$$\text{➤ Copuissance-transformation reçue [W] : } \dot{E}_y^+ = \sum [\int K_{czj} d\dot{M}_j^+] - \frac{dJ_{cz}}{dt} \quad (\text{III.26})$$

$$\text{➤ Perte exergetique en énergie [J] : } L = T_a + S_i \geq 0 \quad (\text{III.27})$$

$$\text{➤ Perte exergetique en puissance [W] : } \dot{L} = T_a + \dot{S}_i \geq 0 \quad (\text{III.28})$$

3.4.4 Coenthalpie :

Nous considérons la coenthalpie comme une fonction d'état extrinsèque, définie par la relation, sous forme absolue :

$$K = H - T_a S$$

Ou sous forme massique :

$$k = h - T_a s \quad (\text{III.29})$$

Dans laquelle T_a est toujours la valeur de la température de l'atmosphère [15].

L'introduction de la fonction k est justifiée par le rôle important qu'elle joue dans les bilans exergetiques, comme le montre l'équation (III.25).

Remarquons que, en vertu de la définition (III.29), la valeur de la coenthalpie d'un système est déterminée dès que les valeurs de deux fonctions d'état quelconques (S et H), ainsi que celle de T_a , sont fixées [15].

3.4.5 Perte exergetique :

La perte exergetique L est la diminution de la possibilité d'obtention de travail, due aux irréversibilités internes du système.

Elle exprime quantitativement ce qui est exprimé qualitativement par la notion de dégradation de l'énergie. Selon (III.25), la perte exergetique L est égale au produit de l'entropie S_i due aux irréversibilités internes par la température T_a de l'atmosphère. Nous avons sous forme différentielle la définition [15] :

$$\delta L = T_a \delta S^i \geq 0 \quad (\text{III.30})$$

La perte exergetique en énergie L est définie par le relation (III.25) :

$$L = T_a S^i \geq 0 \quad (\text{III.31})$$

La perte exergetique en puissance \dot{L} est définie de la même manière par la relation (III.28) :

$$\dot{L} = T_a \dot{S}^i \geq 0 \quad (\text{III.32})$$

3.4.6 Rendement exergetique :

Contrairement au bilan (III.12) exprimant la conservation de l'énergie, le bilan exergetique (III.30) met bien en évidence la notion de perte thermodynamique. Il permet donc de définir la notion de rendement d'une façon claire et logique [15].

Le bilan (III.25) peut, si nous omettons les indices de sommation pour simplifier, être mis sous la forme :

$$\Sigma[\dot{E}^-] + \Sigma[\dot{E}_q^-] + \Sigma[\dot{E}_y^-] = \Sigma[\dot{E}^+] + \Sigma[\dot{E}_q^+] + \Sigma[\dot{E}_y^+] - L \quad (\text{III. 33})$$

Ou toutes les prestations exergetiques données par le système figurent au premier membre et toutes les prestations exergetiques reçues par le système figurent au second membre.

La définition générale est alors :

Dans le cas où les bilans exergetiques sont donnés, non pas en puissance, mais en énergie, la définition générale du rendement exergetique d'un système quelconque est [15] :

$$\eta = \frac{\Sigma[\dot{E}^-] + \Sigma[Q^-] + Q_a^- + \Sigma\dot{Y}^-}{\Sigma[\dot{E}^+] + \Sigma[Q^+] + Q_a^+ + \Sigma[Y^+]} \quad (\text{III. 37})$$

3.5 Conclusion :

Dans ce chapitre, une attention particulière a été dédiée à la description des approches énergétique et exergetique. L'approche exergetique qui combine entre les deux premiers principes de la thermodynamique permet de bien quantifier la qualité thermodynamique d'un système énergétique en évaluant toutes les pertes. En effet, elle tient compte des irréversibilités, ce qui permet de suivre la logique suivante :

Irréversibilité → naissance d'entropie → la qualité de l'énergie est affectée → perte.

Chapitre VI

Application aux installations

frigorifiques

4 Chapitre IV : Application aux installations frigorifiques

4.1 Calcul thermodynamique

Le calcul des charges thermodynamique de groupe frigorifique, nous permet de déterminer les différents points de cycle de fonctionnements et la puissance frigorifique de la machine

Etude avec le fluide frigorifique R717.

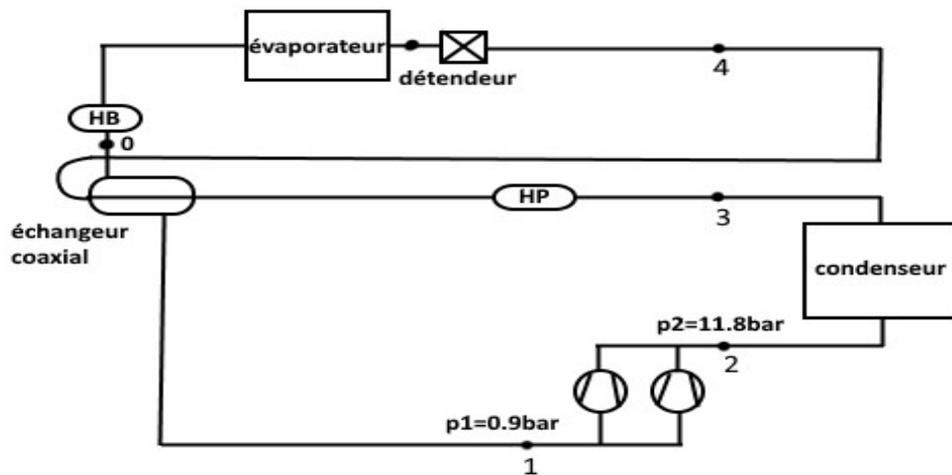


Figure 25 . Schéma de l'installation

Entre 0 et 1 : surchauffe dans l'échangeur de chaleur coaxial.

Entre 1 et 2 : compression de la vapeur de fluide frigorigène permet d'élever sa pression (de basse pression vers haute pression).

Entre 2 et 3 : la vapeur de fluide frigorigène se refroidissent (désurchauffe), puis la vapeur de fluide frigorigène se condense qui deviennent fluide frigorigène liquide.

Entre 3 et 4 : le fluide frigorigène liquide sou refroidir.

Entre 4 et 5 : le fluide frigorigène se vaporise partiellement, ce qui abaisse sa température.

Entre 5 et 1 : évaporation du fluide frigorigène liquide qui devient de fluide frigorigène à base pression.

4.1.1 Régime de fonctionnement :

Ces valeurs sont lues sur l'écran de compresseur SAB 202

- **HP=11,8 bar** → $\theta_{cd} = 30,47^{\circ}\text{C}$
- **BP=0,9 bar** → $\theta_{ev} = -35,65^{\circ}\text{C}$
- La température à l'entrée du compresseur $T_1 = 16,5^{\circ}\text{C}$
- Débit volumique balayé par le compresseur $Q_v = 0,4417 \text{ m}^3/\text{s}$

Points	Température (°C)	Pression (bar)	Enthalpie (kJ/kg)	Entropie (kJ/kg.K)
0	-35,65	0,9	1396,5	5,8650
1	16,5	0,9	1509,18	6,2497
2s	-	11,8	1963,9590	6,2497
2	224,2256	11,8	2014,49	6,34962
3	30,47	11,8	324,7117	1,2079
4	-	11,8	212,0317	0,8250
5	-35,65	0,9	212,0317	0,8911

Tableau 3: coordonnées thermodynamique de chaque point de cycle au R717

Tracé du cycle dans le diagramme des frigorigères

Diagramme Enthalpique R-717

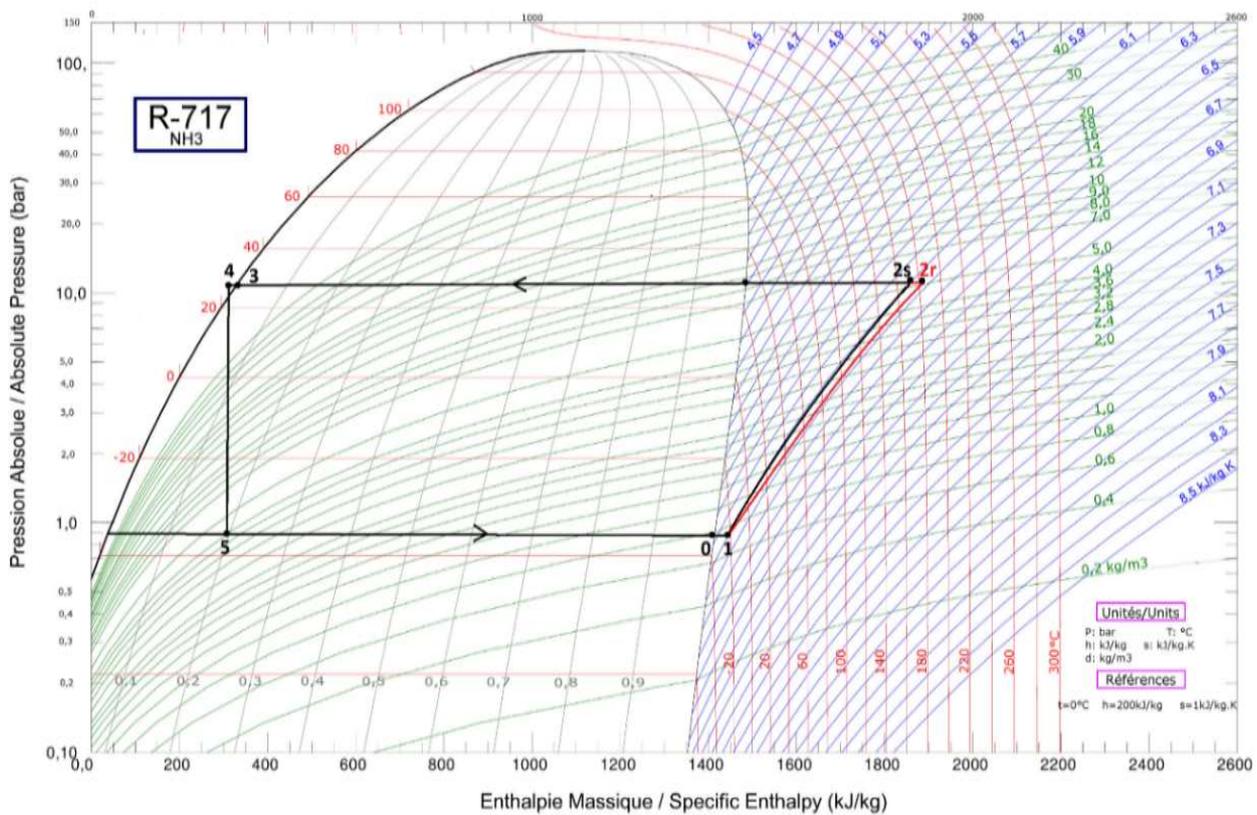


Figure 26: diagramme des frigorigères du cycle NH3.

4.1.2 Calcul des différents points de cycle :

- Point 0 :

$T_0 = -35,65^{\circ}\text{C}$

$P_0 = 0,9\text{bar}$

$h_0 = 1396,5\text{kJ/Kg}$

$S_0 = 5,8650\text{kJ/Kg.K}$

Point 1 :

$T_1 = 16,5^\circ\text{C}$

$P_1 = 0,9\text{bar}$

Calcul de h_1 :**Par interpolation à $P=0,5$ bar**

$T_a = 10^\circ\text{C} \rightarrow h_a = 1498,1 \text{ kJ/kg}$

$T_1 = 16,5^\circ\text{C} \rightarrow h_A = ?$

$T_b = 20^\circ\text{C} \rightarrow h_b = 1519,3 \text{ kJ/kg}$

$$h_A = h_a + \frac{(h_b - h_a) \cdot (T_1 - T_a)}{T_b - T_a}$$

$h_A = 1511,88 \text{ kJ/kg}$

Par interpolation à $P=1$ bar

$T_a = 10^\circ\text{C} \rightarrow h_a = 1494,4 \text{ kJ/kg}$

$T_1 = 16,5^\circ\text{C} \rightarrow h_B = ?$

$T_b = 20^\circ\text{C} \rightarrow h_b = 1516,1 \text{ kJ/kg}$

$$h_B = h_a + \frac{(h_b - h_a) \cdot (T_1 - T_a)}{T_b - T_a}$$

$h_B = 1508,505 \text{ kJ/kg}$

Pour h_1 :

$P_A = 0,5 \text{ bar} \rightarrow h_A = 1511,88 \text{ kJ/kg}$

$P_1 = 0,9 \text{ bar} \rightarrow h_1 = ?$

$P_B = 1 \text{ bar} \rightarrow h_B = 1508,505 \text{ kJ/kg}$

$$h_1 = h_A + \frac{(h_B - h_A) \cdot (P_1 - P_A)}{P_B - P_A}$$

$h_1 = 1509,18 \text{ kJ/kg}$

Calcul de S_1 :**Par interpolation à $P=0,5$ bar**

$T_a = 10^\circ\text{C} \rightarrow S_a = 6,4795 \text{ kJ/kg.K}$

$T_1 = 16,5^\circ\text{C} \rightarrow S_A = ?$

$T_b = 20^\circ\text{C} \rightarrow S_b = 6,5556 \text{ kJ/kg.K}$

$$S_A = S_a + \frac{(S_b - S_a) \cdot (T_1 - T_a)}{T_b - T_a}$$

$S_A = 6,528965 \text{ kJ/kg.K}$

Par interpolation à $P=1$ bar

$T_a = 10^\circ\text{C} \rightarrow S_a = 6,4795 \text{ kJ/kg.K}$

$T_1 = 16,5^\circ\text{C} \rightarrow S_B = ?$

$$T_b = 20 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad S_b = 6,5556 \text{ kJ/kg. K}$$

$$S_B = S_a + \frac{(S_b - S_a) \cdot (T_1 - T_a)}{T_b - T_a}$$

$$\mathbf{S_B = 6,17993 \text{ kJ/kg. K}}$$

Pour S_1 :

$$P_A = 0,5 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad S_A = 1511,88 \text{ kJ/kg. K}$$

$$P_1 = 0,9 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad S_1 = ?$$

$$P_B = 1 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad S_B = 1508,505 \text{ kJ/kg. K}$$

$$S_1 = S_A + \frac{(S_B - S_A) \cdot (P_1 - P_A)}{P_B - P_A}$$

$$\mathbf{S_1 = 6,2497 \text{ kJ/kg. K}}$$

Calcul de V_1 :

Par interpolation à $P=0,5$ bar

$$P_a = 0,5 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad V_a = 2,7472 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$P_1 = 0,9 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad V_A = ?$$

$$P_b = 1 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad V_b = 2,8466 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$V_A = V_a + \frac{(V_b - V_a) \cdot (P_1 - P_a)}{P_b - P_a}$$

$$\mathbf{V_A = 2,81181 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

Par interpolation à $P=1$ bar

$$P_a = 0,5 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad V_a = 1,3647 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$P_1 = 0,9 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad V_B = ?$$

$$P_b = 1 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad V_b = 1,4153 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$V_B = V_a + \frac{(V_b - V_a) \cdot (P_1 - P_a)}{P_b - P_a}$$

$$\mathbf{V_B = 1,39759 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

Pour V_1 :

$$P_A = 0,5 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad V_A = 2,81181 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$P_1 = 0,9 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad V_1 = ?$$

$$P_B = 1 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad V_B = 1,39759 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$V_1 = V_A + \frac{(V_B - V_A) \cdot (P_1 - P_A)}{P_B - P_A}$$

$$\mathbf{V_1 = 1,6804 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

- **Point 2s :**

$$p_{2s} = 11,8 \text{ bar} \quad ; \quad s_{2s} = s_1 \Rightarrow s_{2s} = 6,2497 \text{ kJ/kg.K}$$

Calcul de h_{2s} :

Par interpolation à P= 10 bar

$$S_a = 6,2182 \text{ kJ/kg.K} \quad \Rightarrow \quad h_a = 1910,4 \text{ kJ/kg}$$

$$S_{2s} = 6,2497 \text{ kJ/kg.K} \quad \Rightarrow \quad h_A = \quad ?$$

$$S_b = 6,3226 \text{ kJ/kg.K} \quad \Rightarrow \quad h_b = 1960,8 \text{ kJ/kg}$$

$$h_A = h_a + \frac{(h_b - h_a) \cdot (S_{2s} - S_a)}{S_b - S_a}$$

$$\mathbf{h_A = 1925,6069 \text{ kJ/kg}}$$

Par interpolation à P= 12 bar

$$S_a = 6,2292 \text{ kJ/kg.K} \quad \Rightarrow \quad h_a = 1957,9 \text{ kJ/kg}$$

$$S_{2s} = 6,2497 \text{ kJ/kg.K} \quad \Rightarrow \quad h_B = \quad ?$$

$$S_b = 6,3313 \text{ kJ/kg.K} \quad \Rightarrow \quad h_b = 2009,3 \text{ kJ/kg}$$

$$h_B = h_a + \frac{(h_b - h_a) \cdot (S_{2s} - S_a)}{S_b - S_a}$$

$$\mathbf{h_B = 1968,2203 \text{ kJ/kg}}$$

Pour h_{2s} :

Par interpolation

$$P_A = 10 \text{ bar} \quad \Rightarrow \quad h_A = \mathbf{1925,6069 \text{ kJ/kg}}$$

$$P_{2s} = 11,8 \text{ bar} \quad \Rightarrow \quad h_{2s} = \quad ?$$

$$P_B = 12 \text{ bar} \quad \Rightarrow \quad h_B = \mathbf{1968,2203 \text{ kJ/kg}}$$

$$h_{2s} = h_A + \frac{(P_{2s} - P_A) \cdot (h_B - h_A)}{P_B - P_A}$$

$$\mathbf{h_{2s} = 1963,9590 \text{ kJ/kg}}$$

- **Point 2 :**

En prend le rendement isentropique de compresseur

$$\eta_c^s = 0,9$$

Calcul de h_2 :

$$\eta_c^s = 0,9$$

$$\eta_c^s = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

$$h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_c^s} + h_1$$

$$\mathbf{h_2 = 2014,49 \text{ kJ/kg}}$$

Calcul de S_2 :**Par interpolation à $P=10$ bar :**

$$h_a = 2011,9 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad S_a = 6,4241 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$h_A = 2014,49 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad S_A = ?$$

$$h_b = 2063,6 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad S_b = 6,5229 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$S_A = \frac{(h_A - h_a)}{(h_b - h_a)} \cdot (S_b - S_a) + S_a$$

$$S_A = 6,429 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Par interpolation à $P=12$ bar :

$$h_a = 2009,3 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad S_a = 6,3313 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$h_B = 2014,49 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad S_B = ?$$

$$h_b = 2061,3 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad S_b = 6,4308 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$S_B = \frac{(h_B - h_a)}{(h_b - h_a)} \cdot (S_b - S_a) + S_a$$

$$S_B = 6,3408 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Pour S_2 :**Par interpolation**

$$P_A = 10 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad S_A = 6,429 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$P_2 = 11,8 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad S_2 =$$

$$P_B = 12 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad S_B = 6,3408 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$S_2 = S_A + \frac{P_2 - P_A}{P_B - P_A} (S_B - S_A)$$

$$S_2 = 6,34962 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Calcul de T_2 :**Par interpolation à $P=10$ bar**

$$h_a = 2011 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad T_a = 240 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_2 = 2014,49 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad T_A = ?$$

$$h_b = 2063 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad T_b = 260 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_A = T_a + \frac{(h_2 - h_a) \cdot (T_b - T_a)}{h_b - h_a}$$

$$T_A = 241,3423 \text{ }^\circ\text{C}$$

Par interpolation à $P=12$ bar

$$h_a = 2009,3 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad T_a = 240 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_2 = 2014,49 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad T_B = ?$$

$$h_b = 2061,3 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad T_b = 260 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_B = T_a + \frac{(h_2 - h_a) \cdot (T_b - T_a)}{h_b - h_a}$$

$$T_B = 241,9962 \text{ °C}$$

Par interpolation

$$P_A = 10 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad T_A = 241,3423 \text{ °C}$$

$$P_2 = 11,8 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad T_2 =$$

$$P_B = 12 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad T_B = 241,9962 \text{ °C}$$

$$T_2 = T_A + \frac{(P_2 - P_A) \cdot (T_B - T_A)}{P_B - P_A}$$

$$T_2 = 224,2256 \text{ °C}$$

• **Point 3 :**

$$T_3 = 30,47 \text{ °C} \quad ; \quad p_3 = 11,8 \text{ bar}$$

Calcul de h_3 :

Par interpolation :

$$T_a = 30 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad h_3 = 322,42 \text{ kJ/kg}$$

$$T_3 = 30,47 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad h_3 = ?$$

$$T_b = 35 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad h_b = 346,8 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = h_a + \frac{(T_3 - T_a) \cdot (h_b - h_a)}{T_b - T_a}$$

$$h_3 = 324,7117 \text{ kJ/kg}$$

Calcul de S_3 :

Par interpolation :

$$T_a = 30 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad S_a = 1,2005 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$T_3 = 30,47 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad S_3 =$$

$$T_b = 35 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad S_b = 1,2792 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$S_3 = S_a + \frac{(T_3 - T_a) \cdot (S_b - S_a)}{T_b - T_a}$$

$$S_3 = 1,2005 \cdot \frac{(30,47 - 30) \cdot (1,2792 - 1,2005)}{35 - 30}$$

$$S_3 = 1,2079 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

- **Point 4 :**

Le point 4 est situé à la sortie d'un échangeur de chaleur

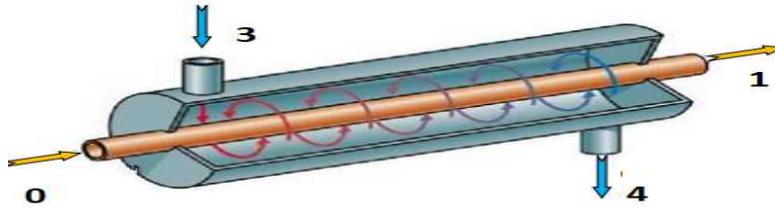


Figure 27: échangeur coaxial simple

$$h_0 = 1396,5 \text{ kJ/kg} \quad ; \quad h_1 = 1509,18 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 324,7117 \text{ kJ/kg} \quad ; \quad h_4 = ?$$

Bilan énergétique :

$$q_m(h_1 - h_0) = q_m(h_3 - h_4)$$

$$h_1 - h_0 = h_3 - h_4$$

$$h_4 = h_3 + h_0 - h_1$$

$$h_4 = 212,0317 \text{ kJ/kg}$$

Calcul de T_4 :

Par interpolation :

$$h_a = 203,58 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad T_a = 5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_4 = 212,0317 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad T_4 = ?$$

$$h_b = 226,97 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad T_b = 10 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_4 = T_a - \frac{(T_b - T_a) \cdot (h_4 - h_a)}{h_b - h_a}$$

$$T_4 = 6,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Calcul de S_4 :

Par interpolation :

$$h_a = 203,58 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad S_a = 0,7951 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$h_4 = 212,0317 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad S_4 = ?$$

$$h_b = 226,97 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad S_b = 0,8779 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$S_4 = S_a - \frac{(S_b - S_a) \cdot (h_4 - h_a)}{h_b - h_a}$$

$$S_4 = 0,8250 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

- **Point 5 :**

Calcul de T_5 :

$$T_5 = T_0 \quad \rightarrow \quad T_5 = -35,65 \text{ }^\circ\text{C}$$

Calcul de h_5 :

Détente isenthalpique

$$h_5 = h_4 \quad \rightarrow \quad h_5 = 212,0317 \text{ kJ/kg}$$

Calcul de titre en vapeur $P_5 = 0.9 \text{ bar}$:

$$h_v = 1396,5 \text{ kJ/kg} ; \quad h_l = 22,06 \text{ kJ/kg}$$

$$h_5 = (1 - x_5)h_l + h_v$$

$$x_5 = \frac{h_5 - h_l}{h_v - h_l}$$

$$x_5 = 0,1382$$

Calcul de s_5 :

$$S_v = 5.8650 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} , \quad S_l = 0.0935 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$S_5 = (1-x_5) S_l + x_5 * S_v$$

$$S_5 = 0,8911 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

4.1.3 Charge frigorifique :

Le débit de la margarine produit : $q_{m_{mar}} = 23500 \text{ kg/h}$

Chaleur massique : $C = 2,3 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$

Avec $\Delta T = 45^\circ\text{C}$

$$Q_0 = q_{m_{mar}} \cdot C \cdot \Delta T$$

$$Q_0 = 675,625 \text{ kW}$$

Débit d'ammoniac nécessaire :

$$p_{ev} = Q_0$$

$$q_{m_{nh3}} \cdot (h_1 - h_5) = q_{m_{mar}} \cdot C \cdot \Delta T$$

$$q_{m_{nh3}} = \frac{q_{m_{mar}} \cdot C \cdot \Delta T}{(h_1 - h_5)}$$

$$q_{m_{nh3}} = 0,5208 \text{ kg/s}$$

4.1.4 Etude énergétique de l'installation frigorifique

Débit du fluide frigorigène R717 :

Débit volumique aspire par le compresseur a vis SAB 202 (point1) : $V_1 = 1,6804 \text{ m}^3/\text{kg}$

$$q_{v1} = q_m \cdot V_1$$

$$q_m = \frac{q_{v1}}{V_1}$$

$$q_{v1} = 1590 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$q_{m1} = 0.2628 \text{ kg/s}$$

Installation frigorifique fonction avec deux compresseurs

$$q_{m_{NH3T}} = 2 \cdot q_{m1}$$

$$\dot{m}_{\text{NH}_3\text{T}} = 0.5256 \text{ kg/s}$$

Puissance théorique du compresseur :

$$P_{\text{thc}} = \dot{m}_{\text{NH}_3\text{T}} (h_{2s} - h_1)$$

$$P_{\text{thc}} = 239,0318 \text{ kW}$$

Puissance réelle du compresseur :

$$P_c = \dot{m}_{\text{NH}_3\text{T}} \cdot (h_2 - h_1)$$

$$P_c = 265,5909 \text{ kW}$$

Puissance frigorifique du condenseur :

$$P_{\text{cd}} = \dot{m}_{\text{NH}_3\text{T}} \cdot (h_2 - h_3)$$

$$P_{\text{cd}} = 888,1495 \text{ kW}$$

Puissance de l'échangeur coaxial :

$$P_{\text{éch}} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4)$$

$$P_{\text{éch}} = 59,2246 \text{ kW}$$

Puissance totale thermique échangée :

$$P_{\text{totale}} = P_{\text{cd}} + P_{\text{éch}}$$

$$P_{\text{totale}} = 888,1495 + 59,2246$$

$$P_{\text{totale}} = 947,3741 \text{ kW}$$

Puissance frigorifique à l'évaporateur :

$$P_{\text{ev}} = \dot{m}_{\text{NH}_3\text{T}} \cdot (h_1 - h_5)$$

$$P_{\text{ev}} = 681,7811 \text{ kW}$$

Coefficient de performance :

$$\text{COP} = \frac{P_{\text{ev}}}{P_c}$$

$$\text{COP} = \frac{681,7811}{265,5909}$$

$$\text{COP} = 2,567$$

4.2 Etude thermodynamique avec un autre fluide frigorigène R134a

Dans cette étude on remplace le fluide frigorigère à ammoniac par le fluide R134a dans le but de faire une étude thermodynamique comparative entre les deux fluides (R717 et R134a) et d'assurer le même fonctionnement.

4.2.1 Régime de fonctionnement :

Pour cette étude on prendra la température de condensation et d'évaporation égale à la température de condensation et d'évaporation de R717

- $\theta_{cd} = 30,47\text{ °C}$
- $\theta_{ev} = -35,65\text{ °C}$

Points	Température (°C)	Pression (bar)	Enthalpie (kJ/kg)	Entropie (kJ/kg.K)
0	30,47	0,63964	377,01	1,7595
1	16,5	0,63964	418,3627	1,91671
2s	-	7,8155	481,4534	1,91671
2	100,53	7,8155	488,4635	1,931545
3	30,47	7,8155	241,505	1,1462
4	-35,65	0,63964	229,2296	1,002
5	-35,65	0,63964	229,2296	1,13713

Tableau 4: Coordonnées thermodynamiques de chaque point de cycle au R134a

Tracé du cycle dans le diagramme du R134a

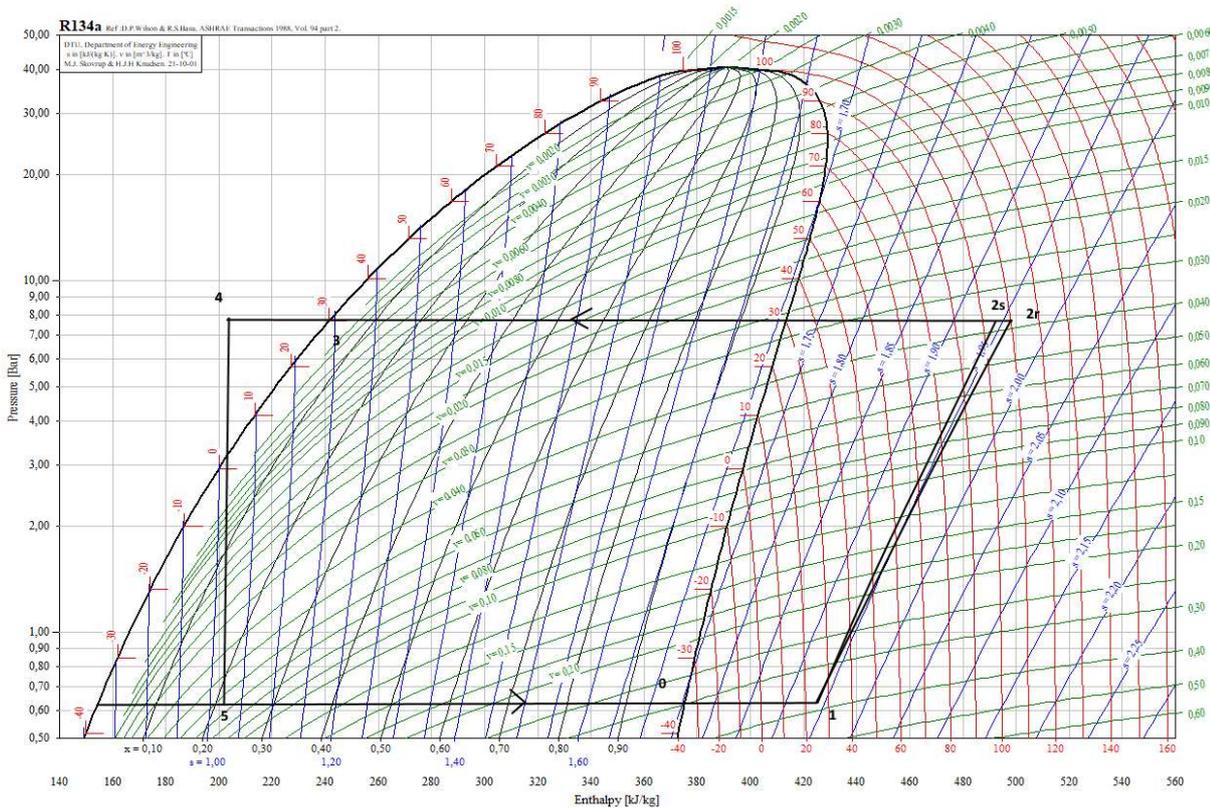


Figure 28: Cycle de l'installation sur le diagramme du R134a

Calcul de la pression d'évaporation :

Par interpolation

$$\begin{aligned}
 T_a = -36\text{ °C} & \rightarrow P_a = 0,6283\text{ bar} \\
 T_{ev} = -35,65\text{ °C} & \rightarrow P_{ev} = ? \\
 T_b = -35\text{ °C} & \rightarrow P_b = 0,6607\text{ bar}
 \end{aligned}$$

$$P_{ev} = P_a + \frac{(P_b - P_a) \cdot (T_{ev} - T_a)}{T_b - T_a}$$

$$P_{ev} = 0,63964 \text{ bar}$$

Calcul de la pression de condensation :

Par interpolation

$$T_a = 30 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad P_a = 7,7102 \text{ bar}$$

$$T_{cd} = 30,65 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad P_{cd} = ?$$

$$T_b = 31 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad P_b = 7,9343 \text{ bar}$$

$$P_{cd} = P_a + \frac{(P_b - P_a) \cdot (T_{cd} - T_a)}{T_b - T_a}$$

$$P_{cd} = 7,8155 \text{ bar}$$

4.2.2 Calcul des différents points de cycle :

• **Point 0 :**

$$T_0 = -35,65 \text{ °C} \quad ; \quad P_0 = 0,63964 \text{ bar}$$

Calcul de h_0 :

Par interpolation

$$T_a = -36 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad h_a = 376,8 \text{ kJ/kg}$$

$$T_0 = -35,65 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad h_0 = ?$$

$$T_b = -35 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad h_b = 377,4 \text{ kJ/kg}$$

$$h_0 = h_a + \frac{(h_b - h_a) \cdot (T_0 - T_a)}{T_b - T_a}$$

$$h_0 = 377,01 \text{ kJ/kg}$$

Calcul de S_0 :

Par interpolation

$$T_a = -36 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad S_a = 1,7599 \text{ kJ/kg. K}$$

$$T_0 = -35,65 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad S_0 = ?$$

$$T_b = -35 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad S_b = 1,7586 \text{ kJ/kg. K}$$

$$S_0 = S_a + \frac{(S_b - S_a) \cdot (T_0 - T_a)}{T_b - T_a}$$

$$S_0 = 1,7595 \text{ kJ/kg. K}$$

• **Point 1 :**

$$T_1 = 16,5 \text{ °C} \quad P_1 = 0,63964 \text{ bar}$$

Calcul de h_1 :

Par interpolation a P=0,6 bar

$$T_a = 15 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad h_a = 417,2 \text{ kJ/kg}$$

$$T_1 = 16,5 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad h_A = ?$$

$$T_b = 20 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad h_b = 421,3 \text{ kJ/kg}$$

$$h_A = h_a + \frac{(h_b - h_a) \cdot (T_1 - T_a)}{T_b - T_a}$$

$$\mathbf{h_A = 418,43 \text{ kJ/kg}}$$

Par interpolation a P=0,7 bar

$$T_a = 15 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad h_a = 417 \text{ kJ/kg}$$

$$T_1 = 16,5 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad h_B = ?$$

$$T_b = 20 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad h_b = 421,2 \text{ kJ/kg}$$

$$h_B = h_a + \frac{(h_b - h_a) \cdot (T_1 - T_a)}{T_b - T_a}$$

$$\mathbf{h_A = 418,26 \text{ kJ/kg}}$$

Pour h_1 :

Par interpolation

$$P_a = 0,6 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad h_A = 418,43 \text{ kJ/kg}$$

$$P_1 = 0,63964 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad h_1 = ?$$

$$P_b = 0,7 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad h_B = 418,26 \text{ kJ/kg}$$

$$h_1 = h_A + \frac{(h_B - h_A) \cdot (P_1 - P_a)}{P_b - P_a}$$

$$\mathbf{h_1 = 418,3627 \text{ kJ/kg}}$$

Calcul de S_1 :

Par interpolation à P=0,6 bar

$$T_a = 15 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad S_a = 1,9176 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$T_1 = 16,5 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad S_A = ?$$

$$T_b = 20 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad S_b = 1,9319 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$S_A = S_a + \frac{(S_b - S_a) \cdot (T_1 - T_a)}{T_b - T_a}$$

$$\mathbf{S_A = 1,92189 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}}$$

Par interpolation à P=0.7 bar

$$T_a = 15 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad S_a = 1,9045 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$T_1 = 16,5 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad S_B = ?$$

$$T_b = 20 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad S_b = 1,9189 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$S_B = S_a + \frac{(S_b - S_a) \cdot (T_1 - T_a)}{T_b - T_a}$$

$$\mathbf{S_B = 1,90882 \text{ kJ/kg.K}}$$

Pour S_1 :

Par interpolation

$$P_a = 0,6 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad S_A = 1,92189 \text{ kJ/kg}$$

$$P_1 = 0,63964 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad S_1 = ?$$

$$P_b = 0,7 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad S_B = 1,90882 \text{ kJ/kg}$$

$$S_1 = h_A + \frac{(h_B - h_A) \cdot (P_1 - P_a)}{P_b - P_a}$$

$$\mathbf{S_1 = 1,91671 \text{ kJ/kg.K}}$$

Calcul de V_1 :

Par interpolation à $P=0,6$ bar

$$T_a = 15 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad V_a = 0,38595 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$T_1 = 16,5 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad V_A = ?$$

$$T_b = 20 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad V_b = 0,39308 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$V_A = V_a + \frac{(V_b - V_a) \cdot (T_1 - T_a)}{T_b - T_a}$$

$$\mathbf{V_A = 0,388089 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

Par interpolation à $P=0.7$ bar

$$T_a = 15 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad V_a = 0,33003 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$T_1 = 16,5 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad V_B = ?$$

$$T_b = 20 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad V_b = 0,33613 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$V_B = V_a + \frac{(V_b - V_a) \cdot (T_1 - T_a)}{T_b - T_a}$$

$$\mathbf{V_B = 0,33186 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

Pour V_1 :

Par interpolation

$$P_a = 0,6 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad V_A = 0,388089 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$P_1 = 0,63964 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad V_1 = ?$$

$$P_b = 0,7 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad V_B = 0,33186 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$V_1 = V_A + \frac{(V_B - V_A) \cdot (P_1 - P_a)}{P_b - P_a}$$

$$\mathbf{V_1 = 0,344144 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

- **Point 2s :**

$$p_{2s} = 7,8155 \text{ bar} \quad ; \quad s_{2s} = s_1 \Rightarrow s_{2s} = 1,91671 \text{ kJ/kg.K}$$

Calcul de h_{2s} :

Par interpolation à $P= 7,5$ bar

$$s_a = 1,915 \text{ kJ/kg.K} \quad \Rightarrow \quad h_a = 481,2 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{2s} = 1,91671 \text{ kJ/kg.K} \quad \Rightarrow \quad h_A = \quad ?$$

$$s_b = 1,9287 \text{ kJ/kg.K} \quad \Rightarrow \quad h_b = 486,2 \text{ kJ/kg}$$

$$h_A = h_a + \frac{(h_b - h_a) \cdot (s_{2s} - s_a)}{s_b - s_a}$$

$$\mathbf{h_A = 481,8241 \text{ kJ/kg}}$$

Par interpolation à $P= 8$ bar

$$s_a = 1,9086 \text{ kJ/kg.K} \quad \Rightarrow \quad h_a = 480,6 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{2s} = 1,91671 \text{ kJ/kg.K} \quad \Rightarrow \quad h_A = \quad ?$$

$$s_b = 1,9223 \text{ kJ/kg.K} \quad \Rightarrow \quad h_b = 485,7 \text{ kJ/kg}$$

$$h_B = h_a + \frac{(h_b - h_a) \cdot (s_{2s} - s_a)}{s_b - s_a}$$

$$\mathbf{h_B = 481,2366 \text{ kJ/kg}}$$

Pour h_{2s} :

Par interpolation

$$p_A = 7,5 \text{ bar} \quad \Rightarrow \quad h_A = 481,8241 \text{ kJ/kg}$$

$$p_{2s} = 7,8155 \text{ bar} \quad \Rightarrow \quad h_{2s} = \quad ?$$

$$p_B = 8 \text{ bar} \quad \Rightarrow \quad h_B = 481,2366 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2s} = h_A + \frac{(p_{2s} - p_A) \cdot (h_B - h_A)}{p_B - p_A}$$

$$\mathbf{h_{2s} = 481,4534 \text{ kJ/kg}}$$

• **Point 2 :**

En prend le rendement isentropique de compresseur

$$\eta_c^s = 0,9 \quad ; \quad p_{2s} = 447,8686 \text{ bar}$$

$$\eta_c^s = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad \rightarrow \quad h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_c^s} + h_1$$

$$\Rightarrow \mathbf{h_2 = 488,4635 \text{ kJ/kg}}$$

Calcul de S_2 :

Par interpolation à $P= 7,5$ bar :

$$h_a = 486,2 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad s_a = 1,9287 \text{ kJ/kg.K}$$

$$h_2 = 488,4535 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad s_A = \quad ?$$

$$h_b = 491,3 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad s_b = 1,9422 \text{ kJ/kg.K}$$

$$S_A = \frac{(h_2 - h_a)}{(h_b - h_a)} \cdot (S_b - S_a) + S_a$$

$$S_A = 1,9347 \text{ kJ/kg.K}$$

Par interpolation à P= 8 bar :

$$h_a = 485,7 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad S_a = 1,9223 \text{ kJ/kg.K}$$

$$h_2 = 488,4635 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad S_B = ?$$

$$h_b = 490,8 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad S_b = 1,9360 \text{ kJ/kg.K}$$

$$S_B = \frac{(h_2 - h_a)}{(h_b - h_a)} \cdot (S_b - S_a) + S_a$$

$$S_B = 1,9297 \text{ kJ/kg.K}$$

Pour S₂:

Par interpolation

$$P_A = 7,5 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad S_A = 1,9347 \text{ kJ/kg.K}$$

$$P_2 = 7,8155 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad S_2 = ?$$

$$P_B = 8 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad S_B = 1,9297 \text{ kJ/kg.K}$$

$$S_2 = \frac{(P_2 - P_A)}{(P_B - P_A)} \cdot (S_B - S_A) + S_a$$

$$S_2 = 1,931545 \text{ kJ/kg.K}$$

Calcul de T₂ :

Par interpolation à P=7.5 bar

$$h_a = 486,2 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad T_a = 100 \text{ °C}$$

$$h_2 = 488,4635 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad T_A = ?$$

$$h_b = 491,3 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad T_b = 105 \text{ °C}$$

$$T_A = T_a + \frac{(h_2 - h_a) \cdot (T_b - T_a)}{h_b - h_a}$$

$$T_A = 102,22 \text{ °C}$$

Par interpolation à P=8 bar

$$h_a = 485,7 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad T_a = 100 \text{ °C}$$

$$h_2 = 488,4635 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad T_B = ?$$

$$h_b = 490,8 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad T_b = 105 \text{ °C}$$

$$T_A = T_a + \frac{(h_2 - h_a) \cdot (T_b - T_a)}{h_b - h_a}$$

$$T_B = 102,71 \text{ °C}$$

Par interpolation

$$P_A = 7.5 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad T_A = 102,22 \text{ °C}$$

$$P_2 = 7,8155 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad T_2 =$$

$$P_B = 8 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad T_B = 102,71 \text{ °C}$$

$$T_2 = T_A + \frac{(P_2 - P_A) \cdot (T_B - T_A)}{P_B - P_A}$$

$$T_2 = 100,53 \text{ °C}$$

- **Point 3 :**

$$T_3 = 30,47\text{°C} \quad ; \quad p_3 = 7,8155 \text{ bar}$$

Calcul de h_3 :
Par interpolation

$$T_a = 30\text{°C} \quad \Rightarrow \quad h_a = 241,8 \text{ kJ/kg}$$

$$T_3 = 30,47\text{°C} \quad \Rightarrow \quad h_3 = ?$$

$$T_b = 31\text{°C} \quad \Rightarrow \quad h_b = 243,3 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = h_a + \frac{(T_3 - T_a) \cdot (h_b - h_a)}{T_b - T_a}$$

$$h_3 = 241,505 \text{ kJ/kg}$$

Calcul de S_3 :
Par interpolation :

$$T_a = 30\text{°C} \quad \rightarrow \quad S_a = 1,1439 \text{ kJ/kg.K}$$

$$T_3 = 30,47\text{°C} \quad \rightarrow \quad S_3 = ?$$

$$T_b = 31\text{°C} \quad \rightarrow \quad S_b = 1,1487 \text{ kJ/kg.K}$$

$$S_3 = S_a + \frac{(T_3 - T_a) \cdot (S_b - S_a)}{T_b - T_a}$$

$$S_3 = 1,1462 \text{ kJ/kg.K}$$

- **Point 4 :**

Le point 4 est situé à la sortie d'un échangeur de chaleur

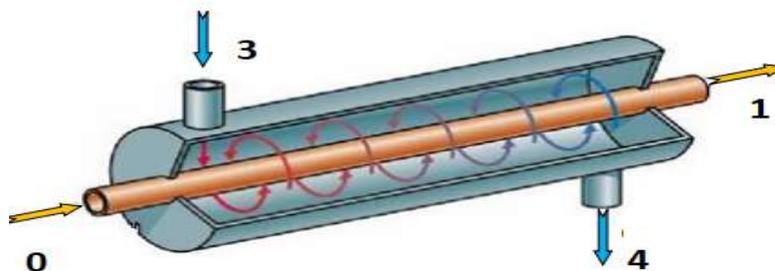


Figure 29: échangeur coaxial simple

$$h_0 = 377,01 \text{ kJ/Kg} \quad ; h_1 = 418,3627 \text{ kJ/Kg}$$

$$h_3 = 241,505 \text{ kJ/Kg} \quad ; h_4 = ?$$

Bilan énergétique :

$$q_m(h_1 - h_0) = q_m(h_3 - h_4)$$

$$h_1 - h_0 = h_3 - h_4$$

$$h_4 = h_3 + h_0 - h_1$$

$$\mathbf{h_4 = 200,1223 \text{ kJ/kg}}$$

Calcul de T_4 :**Par interpolation :**

$$h_a = 200 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad T_a = 0 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_4 = 200,1223 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad T_4 = ?$$

$$h_b = 201,3 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad T_b = 1 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_4 = T_a - \frac{(T_b - T_a) \cdot (h_4 - h_a)}{h_b - h_a}$$

$$\mathbf{T_4 = 0,1 \text{ }^\circ\text{C}}$$

Calcul de S_4 :**Par interpolation :**

$$h_a = 200 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad S_a = 1,00 \text{ kJ/kg.K}$$

$$h_4 = 200,1223 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad S_4 = ?$$

$$h_b = 201,3 \text{ kJ/kg} \quad \rightarrow \quad S_b = 1,0049 \text{ kJ/kg.K}$$

$$S_4 = S_a + \frac{(h_4 - h_a)}{(h_b - h_a)} \cdot (S_b - S_a)$$

$$\mathbf{S_4 = 1,002 \text{ kJ/kg.K}}$$

- **Point 5 :**

Calcul de T_5 :

$$T_5 = T_0 \quad \rightarrow \quad \mathbf{T_5 = -35,65 \text{ }^\circ\text{C}}$$

Calcul de h_5 :

Détente isenthalpique

$$h_5 = h_4 \quad \rightarrow \quad \mathbf{h_5 = 229,2296 \text{ kJ/kg}}$$

Calcul de titre en vapeur $P_5 = 0,63964 \text{ bar}$:

Calcul de l'enthalpie liquide :

Par interpolation

$$T_a = -36 \text{ }^\circ\text{C} \quad \rightarrow \quad h_a = 153,4 \text{ kJ/kg}$$

$$T_5 = -35,65 \text{ }^\circ\text{C} \quad \rightarrow \quad h_L = ?$$

$$T_b = -35 \text{ }^\circ\text{C} \quad \rightarrow \quad h_b = 154,6 \text{ kJ/kg}$$

$$h_L = P_a + \frac{(h_b - h_a) \cdot (T_5 - T_a)}{T_b - T_a}$$

$$h_L = 153,82 \text{ kJ/kg}$$

Calcul de l'enthalpie vapeur :

Par interpolation

$$T_a = -36 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad h_a = 376,8 \text{ kJ/kg}$$

$$T_5 = -35,65 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad h_v = ?$$

$$T_b = -35 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad h_b = 377,4 \text{ kJ/kg}$$

$$h_v = P_a + \frac{(h_b - h_a) \cdot (T_5 - T_a)}{T_b - T_a}$$

$$h_v = 377,01 \text{ kJ/kg}$$

Titre en vapeur

$$h_5 = (1 - x_5)h_L + h_v$$

$$x_5 = \frac{h_5 - h_L}{h_v - h_L}$$

$$x_5 = 0,3378$$

Calcul de S_5 :

Calcul de l'entropie liquide à $P = 0,63964 \text{ bar}$:

Par interpolation

$$T_a = -36 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad S_a = 0,8178 \text{ kJ/kg.K}$$

$$T_5 = -35,65 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad S_L = ?$$

$$T_b = -35 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad S_b = 0,8231 \text{ kJ/kg.K}$$

$$S_L = P_a + \frac{(S_b - S_a) \cdot (T_5 - T_a)}{T_b - T_a}$$

$$S_L = 0,8197 \text{ kJ/kg.K}$$

Calcul de l'entropie vapeur à $P = 0,63964 \text{ bar}$:

Par interpolation

$$T_a = -36 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad S_a = 1,7599 \text{ kJ/kg.K}$$

$$T_5 = -35,65 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad S_v = ?$$

$$T_b = -35 \text{ °C} \quad \rightarrow \quad S_b = 1,7586 \text{ kJ/kg.K}$$

$$S_v = P_a + \frac{(S_b - S_a) \cdot (T_5 - T_a)}{T_b - T_a}$$

$$S_v = 1,7594 \text{ kJ/kg.K}$$

$$S_5 = (1 - x_5) S_L + x_5 \cdot S_v$$

$$S_5 = 1,13713 \text{ kJ/kg.K}$$

4.2.3 Charge frigorifique :

Le débit de la margarine produit : $q_{m_{mar}} = 23500 \text{ kg/h}$

Chaleur massique : $C = 2,3 \text{ kJ/kg. K}$

Avec $\Delta T = 45^\circ\text{C}$

$$Q_0 = q_{m_{mar}} \cdot C \cdot \Delta T$$

$$Q_0 = \mathbf{675,625 \text{ kW}}$$

Débit de R134a nécessaire :

$$p_{ev} = Q_0$$

$$q_{m_{R134a}} \cdot (h_1 - h_5) = q_{m_{mar}} \cdot C \cdot \Delta T$$

$$q_{m_{R134a}} = \frac{q_{m_{mar}} \cdot C \cdot \Delta T}{(h_1 - h_5)}$$

$$q_{m_{R134a}} = \mathbf{3.5703 \text{ kg/s}}$$

4.2.4 Etude énergétique de l'installation frigorifique**Puissance théorique de compresseur :**

$$p_{thc} = q_{m_{R134a}} (h_{2s} - h_1)$$

$$P_{thc} = \mathbf{225,2527 \text{ kW}}$$

Puissance réelle de compresseur :

$$p_c = q_{m_{R134a}} \cdot (h_2 - h_1)$$

$$P_c = \mathbf{250,2809 \text{ kW}}$$

Puissance frigorifique de condenseur :

$$p_{cd} = q_{m_{R134a}} \cdot (h_2 - h_3)$$

$$p_{cd} = \mathbf{881,7159 \text{ kW}}$$

Puissance de l'échangeur coaxial :

$$p_{éch} = q_{m_{R134a}} \cdot (h_3 - h_4)$$

$$p_{éch} = \mathbf{43,8269 \text{ kW}}$$

Puissance totale thermique échangée :

$$p_{totale} = p_{cd} + p_{éch}$$

$$p_{totale} = \mathbf{881,7159 + 43,8269}$$

$$p_{totale} = \mathbf{925,5428 \text{ kW}}$$

Puissance frigorifique a l'évaporateur :

$$p_{ev} = q_{m_{R134a}} \cdot (h_1 - h_5)$$

$$p_{ev} = \mathbf{675,2619 \text{ kW}}$$

Coefficient de performance :

$$\text{COP} = \frac{P_{ev}}{P_c}$$

$$\text{COP} = \frac{675,2619}{250,2809}$$

$$\text{COP} = 2,6980$$

4.3 Comparaison entre le R717 et le R134a

La comparaison se fera sur la base des performances thermodynamique calculées et des critères de choix des fluides établies dans le II chapitre.

Propriété et performance	R717	R134a
Température critique (0°C)	132,35	101
Température de refoulement (°C)		
Température d'ébullition (0°C)	-33,5	-36,4
Débit massique (kg/s)	0,5208	3,5703
COP	2,567	2,6980
PACO	0	0
PRG	0	1430

Tableau 5 Paramètres de comparaison entre R717 et R134

- Commençons par la température critique du R134a qui est inférieure à celle de l'ammoniac, et la température d'ébullition de ce dernier est loin de sa température critique par rapport au R134a, ces critères permet à l'installation du R717 de travailler plus efficacement.
- L'installation à ammoniac a besoin d'un débit frigorigène très inférieur à celui du R134a, sachant que le prix du R134a plus chère que le R717. Le prix de lubrifiant associé aux frigorigènes est aussi considéré ainsi les huiles, imposées pour les frigorigènes HFC et leur mélange, sont beaucoup plus chers que les huiles minérales acceptables avec les anciens frigorigènes comme l'ammoniac.
- Le COP n'est pas un critère de comparaison car il dépend des conditions d'évolution de chaque fluide. Comme l'ammoniac à des avantages et aussi le R134a à quelques avantages qui se résume en :
- La température de refoulement du R134a est inférieure à celle de l'ammoniac, cela nous permet d'utiliser un petit système de refroidissement.
- L'ammoniac fait partie des fluides frigorigènes dits « naturels ». Il s'agit du fluide frigorigène le plus respectueux de l'environnement en termes de PRG (potentiel de réchauffement global) et

de PACO (potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone), la valeur de ces deux potentiels étant égale à zéro.

- Le R134a n'affecte pas la couche d'ozone (PACO = 0) par contre il a un effet mesuré sur le réchauffement climatique (PRG = 1430)
- L'ammoniac est un fluide frigorigène toxique, corrosif et inflammable s'il atteint certaines concentrations. Il doit donc être manipulé avec soin, et tous les systèmes à l'ammoniac doivent être conçus en gardant la sécurité à l'esprit. Le défi posé par les systèmes de réfrigération techniquement fermés renfermant un contenu corrosif, toxique et modérément inflammable est relevé en utilisant des conceptions d'installation courantes basées sur la norme EN378 et la directive PED. En raison de la toxicité et de l'inflammabilité de l'ammoniac, les installations qui l'utilisent sont régies par des réglementations nationales afin de veiller à la sécurité de leur fonctionnement
- Le fluide R134a est un HCF très stable chimiquement et thermiquement. Peu toxique, non inflammable

4.4 Calcul exergetique des principaux composants

L'installation frigorifique fonctionnant avec le R717 :

4.4.1 Exergetique du compresseur :

Hypothèses :

- Les variations des énergies cinétique et potentielle sont négligeables.
- Le régime de fonctionnement permanent.

Avec :

- \dot{E}_{w}^- : Copuissance transformation reçue par le fluide frigorifique [W].
- \dot{L} : Perte exergetique dans le compresseur en [W].

➤ Coenthalpie total massique :

$$k_1 = h_1 - T_a \cdot S_1$$

$$k_1 = 1509,18 - 293,15 \cdot 6,2497$$

$$\mathbf{k_1 = -322,9196 \text{ kJ/ kg}}$$

$$k_2 = h_2 - T_a \cdot S_2$$

$$k_2 = 2014,49 - 293,15 \cdot 6,34962$$

$$\mathbf{k_2 = 153,0989 \text{ kJ/ kg}}$$

➤ Copuissance transformation reçue par NH3 :

$$\dot{E}_{w_c}^- = \dot{q}_{mNH_3} \cdot (k_2 - k_1)$$

$$\dot{E}_{w_c}^- = 0,5256 \cdot (153,0989 + 1384,156)$$

$$\mathbf{\dot{E}_{w_c}^- = 250,1953 \text{ kW}}$$

➤ **Puissance fournie par compresseur :**

$$\dot{E}_{Wc}^+ = \dot{q}_{mNH_3} \cdot (h_2 - h_1)$$

$$\dot{E}_{Wc}^+ = 0,5256 \cdot (2014,49 - 1509,18)$$

$$\dot{E}_{Wc}^+ = \mathbf{265,5909 \text{ kW}}$$

➤ **Perte exergetique :**

$$\dot{L}_c = \dot{E}_W^+ - \dot{E}_W^-$$

$$\dot{L}_c = 265,5909 - 250,1953$$

$$\dot{L}_c = \mathbf{15,3953 \text{ kW}}$$

Vérification calcul

$$\dot{L}_c = \dot{q}_{mNH_3} \cdot T_a (S_2 - S_1)$$

$$\dot{L}_c = 0,5256 \cdot 293,15 \cdot (6,34962 - 6,2497)$$

$$\dot{L}_c = \mathbf{15,3953 \text{ kW}}$$

On constate que le résultat est le même

➤ **Rendement exergetique :**

$$\eta_c = \frac{\dot{E}_W^-}{\dot{E}_W^+}$$

$$\eta_c = \frac{250,1953}{265,5909}$$

$$\eta_c = \mathbf{0,942}$$

4.4.2 Exergetique du condenseur :

➤ **Coenthalpie total massique**

$$k_2 = h_2 - T_a \cdot S_2$$

$$k_2 = 2014,49 - 293,15 \cdot 6,34962$$

$$k_2 = \mathbf{153,0989 \text{ kJ/ kg}}$$

$$k_3 = h_3 - T_a \cdot S_3$$

$$k_3 = 324,7117 - 293,15 \cdot 1,2079$$

$$k_3 = \mathbf{-29,3842 \text{ kJ / kg}}$$

➤ **Copissance transformation perdue par le fluide NH3**

$$\dot{E}_{Wcd}^+ = \dot{q}_{mNH_3} \cdot (k_2 - k_3)$$

$$\dot{E}_{Wcd}^+ = 0,5256 \cdot (153,0989 + 29,3842)$$

$$\dot{E}_{Wcd}^+ = \mathbf{95,9131 \text{ kW}}$$

➤ **Chaleur perdue par le fluide NH3**

$$\dot{Q}_{NH3}^+ = \dot{m}_{NH3} * (h_2 - h_3)$$

$$\dot{Q}_{NH}^+ = 0,5256 * (2014,49 - 324,7117)$$

$$\dot{Q}_{NH3}^+ = 888,1475 \text{ kW}$$

➤ Exergie-chaleur reçue par l'eau d'évaporation

Pour calculer Exergie-chaleur reçue par l'eau d'évaporation on utilise une approche par le rendement de Carnot [18].

T_A : Température du milieu ambiant en [°C].

T_h : Température humide en [°C].

ψ : humidité relative

Pour trouver la température humide on utilise le diagramme de l'air humide :

On a : $T_A = 36^\circ C$; $\psi = 60 \%$

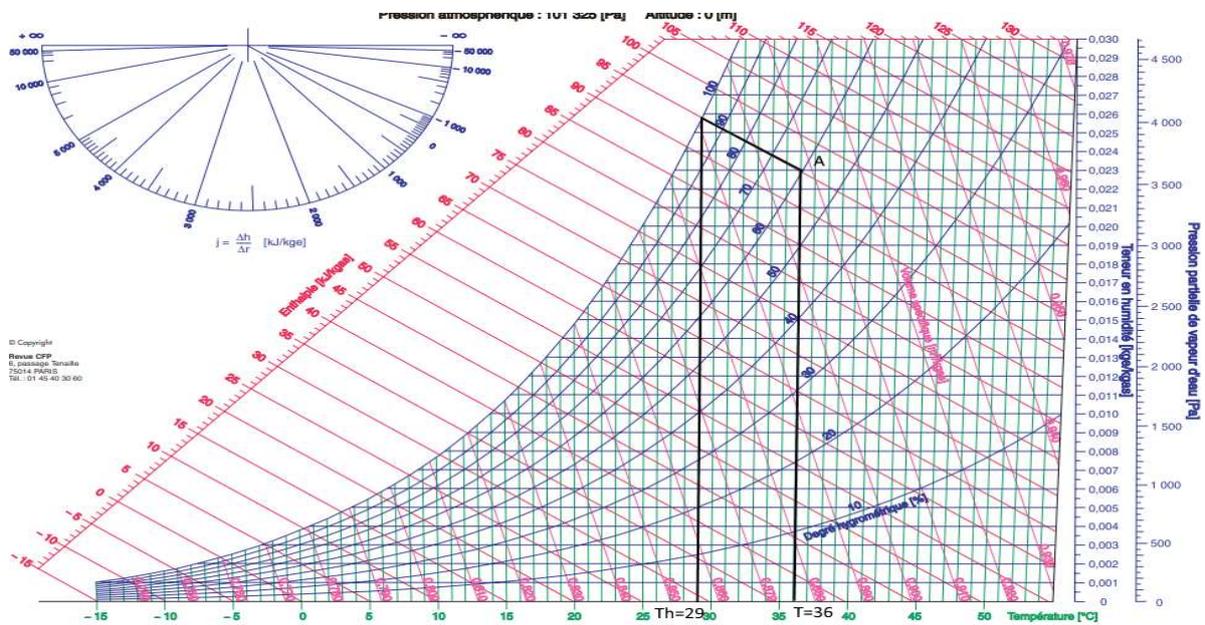


Figure 30: diagramme de l'air humide.

$$T_h = 29^\circ C$$

$$\dot{E}_{qcd}^- = \left(1 - \frac{T_a}{T_h}\right) \dot{Q}_{NH3}^+$$

$$\dot{E}_{qcd}^- = \left(1 - \frac{293,15}{302,15}\right) * 888,1475$$

$$\dot{E}_{qcd}^- = 26,4548 \text{ kW}$$

➤ Perte exergétique :

$$\dot{L}_{cd} = \dot{E}_{wcd}^+ - \dot{E}_{qcd}^-$$

$$\dot{L}_{cd} = 95,9131 - 26,4548$$

$$\dot{L}_{cd} = 69,4583 \text{ kW}$$

➤ **Rendement exergetique :**

$$\eta_{cd} = \frac{\dot{E}_q^-}{\dot{E}_W^+}$$

$$\eta_{cd} = \frac{26,4548}{95,9131}$$

$$\eta_{cd} = \mathbf{0,2758}$$

4.4.3 Analyse exergetique du l'échangeur coaxial :

➤ **Coenthalpie total massique :**

$$k_0 = h_0 - (T_a \cdot S_0)$$

$$k_0 = 1396,5 - 293,15 \cdot 5,865$$

$$\mathbf{k_0 = -322,8248 \text{ kJ/kg}}$$

$$k_1 = h_1 - T_a \cdot S_1$$

$$k_1 = 1509,18 - 293,15 \cdot 6,2497$$

$$\mathbf{k_1 = -322,9196 \text{ kJ/kg}}$$

$$k_3 = h_3 - T_a \cdot S_3$$

$$k_3 = 324,7117 - 293,15 \cdot 1,2079$$

$$\mathbf{k_3 = -29,3842 \text{ kJ/kg}}$$

$$k_4 = h_4 - (T_a \cdot S_4)$$

$$k_4 = 212,017 - (293,15 \cdot 0,825)$$

$$\mathbf{k_4 = -29,8171 \text{ kJ/kg}}$$

➤ **Copissance transformation perdu au niveau du circuit du NH3 liquide :**

$$\dot{E}_{W\acute{e}h}^+ = \dot{q}_m (k_3 - k_4)$$

$$\dot{E}_{W\acute{e}h}^+ = 0,5256 \cdot (-29,3842 + 29,8171)$$

$$\dot{E}_{W\acute{e}h}^+ = \mathbf{0,2275 \text{ kW}}$$

➤ **Copissance transformation reçue au niveau du circuit du NH3 gaz :**

$$\dot{E}_{W\acute{e}h}^- = \dot{q}_m (k_0 - k_1)$$

$$\dot{E}_{W\acute{e}h}^- = 0,5256 \cdot (-322,8248 + 322,9196)$$

$$\dot{E}_{W\acute{e}h}^- = \mathbf{0,05 \text{ kW}}$$

➤ **Perte exergetique :**

$$\dot{L}_{\acute{e}h} = \dot{E}_W^+ - \dot{E}_W^-$$

$$\dot{L}_{\acute{e}h} = 0,2275 - 0,05$$

$$\dot{L}_{\acute{e}h} = \mathbf{0,1775 \text{ kW}}$$

➤ **Rendement exergetique :**

$$\eta_{\text{éh}} = \frac{\dot{E}_W^-}{\dot{E}_W^+}$$

$$\eta_{\text{éh}} = \frac{0,05}{0,188}$$

$$\eta_{\text{éh}} = \mathbf{0,22}$$

4.4.4 Exergetique du détenteur :

➤ **Coenthalpie total massique :**

$$k_4 = h_4 - T_a \cdot S_4$$

$$k_4 = 212,0317 - 293,15 \cdot 0,825$$

$$\mathbf{k_4 = -29,8171 \text{ kJ/kg}}$$

$$k_5 = h_5 - T_a \cdot S_5$$

$$k_5 = 212,0317 - 293,15 \cdot 0,8911$$

$$\mathbf{k_5 = -49,1943 \text{ kJ/kg}}$$

➤ **Copissance transformation reçue :**

$$\dot{E}_{Wd}^+ = \dot{q}_m \cdot (k_4 - k_5)$$

$$\dot{E}_{Wd}^+ = 0,5256 \cdot (-29,8371 + 49,1943)$$

$$\mathbf{\dot{E}_{Wd}^+ = 10,1819 \text{ kW}}$$

➤ **Perte exergetique :**

$$\dot{L}_d = \dot{E}_{Wa}^+$$

$$\dot{L}_d = 10,1819$$

$$\mathbf{\dot{L}_d = 10,1819 \text{ kW}}$$

➤ **Rendement exergetique :**

$$\eta_d = 1 - \frac{\dot{L}_d}{\dot{E}_W^+}$$

$$\eta_d = \mathbf{0}$$

4.4.5 Exergetique de l'évaporateur :

➤ **Coenthalpie total massique :**

$$k_1 = h_1 - T_a \cdot S_1$$

$$k_1 = 1509,18 - 293,15 \cdot 6,2497$$

$$\mathbf{k_1 = -322,9196 \text{ kJ/kg}}$$

$$k_5 = h_5 - T_a \cdot S_5$$

$$k_5 = 212,0317 - 293,15 \cdot 0,8911$$

$$k_5 = -49,1943 \text{ kJ/kg}$$

➤ **Copissance reçue par NH3**

$$\dot{E}_{wev}^- = q_m \cdot (k_5 - k_1)$$

$$\dot{E}_{wev}^- = 0,5256 \cdot (-49,1943 + 322,9196)$$

$$\dot{E}_{wev}^- = 143,87 \text{ kW}$$

➤ **Chaleur perdue par la margarine**

Le débit de la margarine produit : $qm_{mar} = 23500 \text{ kg/h}$

Chaleur massique : $C = 2,3 \text{ kJ/kg} \cdot K$

Avec $\Delta T = 45^\circ C$

$$\dot{Q}_{mar}^+ = qm_{mar} \cdot C \cdot \Delta T$$

$$\dot{Q}_{mar}^+ = \frac{23500}{3600} \cdot 2,3 \cdot 45$$

$$\dot{Q}_{mar}^+ = 675,625 \text{ kW}$$

➤ **Exergie-chaleur perdue par la margarine**

T_a : Température du milieu ambiant en [$^\circ K$].

T_m : température moyenne de la margarine en [$^\circ K$].

Avec $T_1 = 338,15^\circ K$ et $T_2 = 293,15^\circ C$

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

$$T_m = 315,65 \text{ }^\circ K$$

$$\dot{E}_{qev}^+ = \left(1 - \frac{T_a}{T_m}\right) \dot{Q}_{mar}^+$$

$$\dot{E}_{qev}^+ = \left(1 - \frac{293,15}{315,65}\right) \cdot 675,625$$

$$\dot{E}_{qev}^+ = 48,1596 \text{ kW}$$

➤ **Perte exergétique :**

$$\dot{L}_{ev} = \dot{E}_{Wa}^- - \dot{E}_{Wa}^+$$

$$\dot{L}_{ev} = 143,87 - 48,1596$$

$$\dot{L}_{ev} = 95,7104 \text{ kW}$$

➤ **Rendement exergétique :**

$$\eta = \frac{\dot{E}_w^-}{\dot{E}_q^+}$$

$$\eta = \frac{48,1596}{143,87}$$

$$\eta = 0,335$$

4.4.6 Perte totale dans l'installation

$$\dot{L}_T = \dot{L}_c + \dot{L}_{cd} + \dot{L}_{eh} + \dot{L}_d + \dot{L}_{ev}$$

$$\dot{L}_T = 15,3953 + 69,4583 + 0,1775 + 10,1819 + 95,7104$$

$$\dot{L}_T = \mathbf{190,9234 \text{ kW}}$$

- Contribution de la perte dans le compresseur

$$\frac{\dot{L}_c}{\dot{L}_T} = 0,08 = 8 \%$$

- Contribution de la perte dans le condenseur

$$\frac{\dot{L}_{cd}}{\dot{L}_T} = 0,364 = 36,4\%$$

- Contribution de la perte dans l'échangeur coaxial

$$\frac{\dot{L}_{eh}}{\dot{L}_T} = 0,001 = 0,1\%$$

- Contribution de la perte dans le détendeur

$$\frac{\dot{L}_d}{\dot{L}_T} = 0,053 = 5,3\%$$

- Contribution de la perte dans l'évaporateur

$$\frac{\dot{L}_{ev}}{\dot{L}_T} = 0,501 = 50,1\%$$

4.4.7 Rendement exergetique de l'installation frigorifique

$$\eta_T = 1 - \frac{\dot{E}_{Wev}^-}{\dot{E}_{Wc}^+}$$

$$\eta_T = 1 - \frac{143,87}{205,1953}$$

$$\eta_T = 0,2989 = 29,89\%$$

4.4.8 Tableau récapitulatif de l'ensemble des calculs :

Elément	Paramètre physique	Valeur en [KW]	Perte exergetique [KW]	Rendement [%]
Compresseur	Copuissance	250,1953	0,5189	94,2
	Puissance	265,5909		

Condenseur	Copuissance du circuit NH3	95,9131	807,8584	27,58
	Copuissance du circuit eau	26,4548		
Échangeur coaxial	Copuissance du circuit gaz	0,2275	15,368	22
	Copuissance du circuit liquide	0,05		
Détendeur	Copuissance	10,1819	0,6684	0
	Puissance	0		
Évaporateur	Copuissance NH3	143,87	95,7104	33,5
	Copuissance Margarine	48,1596		

Tableau 6 : Tableau récapitulatif des calculs.

Le Tableau regroupe l'ensemble des paramètres de l'installation frigorifique calculés par l'analyse exergétique.

4.4.9 Interprétation des résultats :

Les pertes exergétique dans le compresseur et dues à l'irréversibilité mécanique (frottement)

Les pertes exergétique dans l'échangeur coaxial et dues à l'irréversibilité thermique

Les pertes exergétique dans le détendeur et dues à l'irréversibilité mécanique (viscosité du fluide)

On constate que les pertes exergétiques dans le condenseur et l'évaporateur présentent presque la totalité des pertes produites au niveau de l'installation. La perte élevée au niveau du condenseur et l'évaporateur est causée principalement par la grande différence de température.

4.4.10 Conclusion

Dans ce chapitre, l'analyse exergétique est appliquée avec succès sur une installation de frigorifique. En effet, on a pu évaluer le rendement exergétique global et les pertes exergétiques.

Conclusion générale

L'objectif principal de ce mémoire est de faire une étude énergétique et exergetique d'une Installation industrielle.

Au cours de cette étude, on a premièrement réalisé une étude thermodynamique de deux différents fluide frigorifique R717 et R134a. Cette première étude consiste à faire

Une Comparaison des performances thermodynamiques

Dans une seconde étape, on a procédé à une analyse énergétique et exergetique de installations frigorifiques. L'objectif de cette partie est d'évaluer le rendement exergetique global et les pertes exergetiques de l'installations.

L'installation frigorifique choisie de Cevital a été pour nous un exemple pratique très intéressant. Ce choix nous a permis d'appliquer l'analyse énergétique et exergetique avec succès et de démontrer par conséquent son efficacité et son importance.

Références Bibliographiques

- [1] D. Ayat, et S. Chaib Rasou, Machines Frigorifiques. Mémoire de Licence Energétique : Université Badji Mokhtar – Annaba, 2016.
- [2] R. Daoudi, Thermo frigo pompe à absorption à eau –bromure de lithium pour hautes température : Modélisation, conception, et analyse exégétique, thèse de doctorat, INPL, 1999.
- [3] Maxime Duminil, Systèmes à éjection et à absorption, BE 9 735, traité Génie énergétique, Techniques de l'Ingénieur, 2002.
- [4] O. Larkeche, Medelisation d'une machine frigorifique a absorption : application des équilibres de phases, thèse de doctorat, 2012.
- [5] C. Shein et R. Radermacher. Scroll compressor simulation model. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power123 (2001).
- [6] Maxime Duminil, Théorie des machines frigorifiques, Machine à compression mécanique B 9 730, traité Génie énergétique, Techniques de l'Ingénieur, fév.1996
- [7] M. Duminil., Théorie des machines à compression mécanique, Technique de l'ingénieur, B9730, 1-60.
- [8] Vrinat G. Production du froid. Technologie des machines industrielles. B 2 365, traitéGénie énergétique, Techniques de l'Ingénieur, oct. 1991.
- [9] Magister - Mr Bounouioua Ahmed Saber, « Modélisation d'une machine frigorifique à compression mécanique », Centre Universitaire de Oum EL Bouaghi.
- [10]: https://www.coursindustriels.com/uploads/2/6/0/8/26080957/cours_general_le_froid.pdf
- [11] : Pierre Rapin et Patrick jacquard, Aide-mémoire formulaire du froid 13ème édition juin 2006.
- [12] P.J. RAPIN et P. JACQUARD, Installations frigorifiques, Editions PYC et H. NOACK et R. SEIDEL, Pratique des installations frigorifiques, Editions PYC.
- [13] Pierre Petit, Liquéfaction du gaz naturel : Techniques de l'ingénieur [article J 3601,2005].
- [14] Georges Heyen, Analyse Exergétique des Systèmes Industriels. Université de Liège Faculté des Sciences Appliquées, édition 2000.
- [15] Lucien Borel, Daniel Favart, "Thermodynamique et énergétique, Tome 1 de l'exergie a l'énergie", 2005 éditions, entièrement revue et augmentée presses polytechniques et universitaires romandes.
- [18] Borel L, Nguyen D. L, Batato M-Thermodynamique et énergétique, Vol2.Presses polytechniques romandes, Lausanne, 1987.

Annexe

Table Thermodynamique R134a saturation :

TABLE 1 (continued)
HFC-134a Saturation Properties—Temperature Table

TEMP. °C	PRESSURE kPa (abs)	VOLUME m ³ /kg		DENSITY kg/m ³		ENTHALPY kJ/kg			ENTROPY kJ/(kg)(K)		TEMP. °C
		LIQUID v _l	VAPOR v _g	LIQUID 1/v _l	VAPOR 1/v _g	LIQUID h _l	LATENT h _{fg}	VAPOR h _g	LIQUID s _l	VAPOR s _g	
-40	51.14	0.0007	0.3614	1414.6	2.767	148.4	225.9	374.3	0.7967	1.7655	-40
-39	53.88	0.0007	0.3441	1411.8	2.906	149.6	225.3	374.9	0.8020	1.7641	-39
-38	56.74	0.0007	0.3279	1408.9	3.050	150.9	224.7	375.5	0.8073	1.7627	-38
-37	59.72	0.0007	0.3125	1406.0	3.200	152.1	224.0	376.2	0.8126	1.7613	-37
-36	62.83	0.0007	0.2980	1403.1	3.356	153.4	223.4	376.8	0.8178	1.7599	-36
-35	66.07	0.0007	0.2843	1400.2	3.518	154.6	222.8	377.4	0.8231	1.7586	-35
-34	69.43	0.0007	0.2713	1397.4	3.686	155.9	222.2	378.1	0.8283	1.7573	-34
-33	72.93	0.0007	0.2590	1394.5	3.861	157.1	221.5	378.7	0.8336	1.7561	-33
-32	76.58	0.0007	0.2474	1391.5	4.042	158.4	220.9	379.3	0.8388	1.7548	-32
-31	80.36	0.0007	0.2365	1388.6	4.229	159.7	220.3	379.9	0.8440	1.7536	-31
-30	84.29	0.0007	0.2260	1385.7	4.424	160.9	219.6	380.6	0.8492	1.7525	-30
-29	88.37	0.0007	0.2162	1382.8	4.625	162.2	219.0	381.2	0.8544	1.7513	-29
-28	92.61	0.0007	0.2069	1379.8	4.833	163.5	218.3	381.8	0.8596	1.7502	-28
-27	97.02	0.0007	0.1981	1376.9	5.049	164.7	217.7	382.4	0.8647	1.7491	-27
-26	101.58	0.0007	0.1896	1373.9	5.273	166.0	217.1	383.1	0.8698	1.7481	-26
-25	106.32	0.0007	0.1817	1371.0	5.504	167.3	216.4	383.7	0.8750	1.747	-25
-24	111.22	0.0007	0.1741	1368.0	5.743	168.6	215.7	384.3	0.8801	1.746	-24
-23	116.31	0.0007	0.1669	1365.0	5.991	169.8	215.1	384.9	0.8852	1.745	-23
-22	121.57	0.0007	0.1601	1362.0	6.247	171.1	214.4	385.5	0.8903	1.744	-22
-21	127.02	0.0007	0.1536	1359.0	6.511	172.4	213.7	386.2	0.8954	1.7431	-21
-20	132.67	0.0007	0.1474	1356.0	6.784	173.7	213.1	386.8	0.9005	1.7422	-20
-19	138.50	0.0007	0.1415	1353.0	7.066	175.0	212.4	387.4	0.9055	1.7413	-19
-18	144.54	0.0007	0.1359	1349.9	7.357	176.3	211.7	388.0	0.9106	1.7404	-18
-17	150.78	0.0007	0.1306	1346.9	7.658	177.6	211.0	388.6	0.9157	1.7395	-17
-16	157.23	0.0007	0.1255	1343.8	7.968	178.9	210.4	389.2	0.9207	1.7387	-16
-15	163.90	0.0007	0.1207	1340.8	8.288	180.2	209.7	389.8	0.9257	1.7379	-15
-14	170.78	0.0007	0.1160	1337.7	8.618	181.5	209.0	390.4	0.9307	1.7371	-14
-13	177.89	0.0007	0.1116	1334.6	8.958	182.8	208.3	391.1	0.9357	1.7363	-13
-12	185.22	0.0008	0.1074	1331.5	9.309	184.1	207.6	391.7	0.9407	1.7356	-12
-11	192.79	0.0008	0.1034	1328.4	9.671	185.4	206.9	392.3	0.9457	1.7348	-11
-10	200.60	0.0008	0.0996	1325.3	10.044	186.7	206.2	392.9	0.9507	1.7341	-10
-9	208.65	0.0008	0.0959	1322.1	10.428	188.0	205.4	393.5	0.9557	1.7334	-9
-8	216.95	0.0008	0.0924	1319.0	10.823	189.3	204.7	394.1	0.9606	1.7327	-8
-7	225.50	0.0008	0.0890	1315.8	11.231	190.7	204.0	394.7	0.9656	1.7321	-7
-6	234.32	0.0008	0.0858	1312.6	11.650	192.0	203.3	395.3	0.9705	1.7314	-6
-5	243.39	0.0008	0.0828	1309.4	12.082	193.3	202.5	395.9	0.9755	1.7308	-5
-4	252.74	0.0008	0.0798	1306.2	12.526	194.6	201.8	396.4	0.9804	1.7302	-4
-3	262.36	0.0008	0.0770	1303.0	12.983	196.0	201.1	397.0	0.9853	1.7295	-3
-2	272.26	0.0008	0.0743	1299.8	13.454	197.3	200.3	397.6	0.9902	1.729	-2
-1	282.45	0.0008	0.0718	1296.5	13.937	198.7	199.6	398.2	0.9951	1.7284	-1
0	292.93	0.0008	0.0693	1293.3	14.435	200.0	198.8	398.8	1.0000	1.7278	0
1	303.70	0.0008	0.0669	1290.0	14.946	201.3	198.0	399.4	1.0049	1.7273	1
2	314.77	0.0008	0.0646	1286.7	15.472	202.7	197.3	400.0	1.0098	1.7267	2
3	326.16	0.0008	0.0624	1283.4	16.013	204.0	196.5	400.5	1.0146	1.7262	3
4	337.85	0.0008	0.0604	1280.1	16.569	205.4	195.7	401.1	1.0195	1.7257	4
5	349.87	0.0008	0.0583	1276.7	17.140	206.8	194.9	401.7	1.0244	1.7252	5
6	362.21	0.0008	0.0564	1273.4	17.726	208.1	194.2	402.3	1.0292	1.7247	6
7	374.88	0.0008	0.0546	1270.0	18.329	209.5	193.4	402.8	1.0340	1.7242	7
8	387.88	0.0008	0.0528	1266.6	18.948	210.8	192.6	403.4	1.0389	1.7238	8
9	401.23	0.0008	0.0511	1263.2	19.583	212.2	191.8	404.0	1.0437	1.7233	9
10	414.92	0.0008	0.0494	1259.8	20.236	213.6	190.9	404.5	1.0485	1.7229	10
11	428.97	0.0008	0.0478	1256.3	20.906	215.0	190.1	405.1	1.0533	1.7224	11
12	443.37	0.0008	0.0463	1252.9	21.594	216.4	189.3	405.6	1.0582	1.722	12
13	458.11	0.0008	0.0448	1249.4	22.301	217.7	188.5	406.2	1.0630	1.7216	13
14	473.25	0.0008	0.0434	1245.9	23.026	219.1	187.6	406.8	1.0678	1.7212	14
15	488.78	0.0008	0.0421	1242.3	23.770	220.5	186.8	407.3	1.0726	1.7208	15
16	504.68	0.0008	0.0408	1238.8	24.533	221.9	185.9	407.8	1.0773	1.7204	16
17	520.98	0.0008	0.0395	1235.2	25.317	223.3	185.1	408.4	1.0821	1.72	17
18	537.67	0.0008	0.0383	1231.6	26.121	224.7	184.2	408.9	1.0869	1.7196	18
19	554.76	0.0008	0.0371	1228.0	26.945	226.1	183.3	409.5	1.0917	1.7192	19

TABLE 1 (continued)
HFC-134a Saturation Properties—Temperature Table

TEMP. °C	PRESSURE kPa (abs)	VOLUME m ³ /kg		DENSITY kg/m ³		ENTHALPY kJ/kg			ENTROPY kJ/(kg)(K)		TEMP. °C
		LIQUID v _l	VAPOR v _g	LIQUID 1/v _l	VAPOR 1/v _g	LIQUID h _l	LATENT h _{fg}	VAPOR h _g	LIQUID s _l	VAPOR s _g	
20	572.25	0.0008	0.0360	1224.4	27.791	227.5	182.5	410.0	1.0964	1.7189	20
21	590.16	0.0008	0.0349	1220.7	28.659	228.9	181.6	410.5	1.1012	1.7185	21
22	608.49	0.0008	0.0338	1217.0	29.549	230.4	180.7	411.0	1.1060	1.7182	22
23	627.25	0.0008	0.0328	1213.3	30.462	231.8	179.8	411.6	1.1107	1.7178	23
24	646.44	0.0008	0.0318	1209.6	31.399	233.2	178.9	412.1	1.1155	1.7175	24
25	666.06	0.0008	0.0309	1205.9	32.359	234.6	178.0	412.6	1.1202	1.7171	25
26	686.13	0.0008	0.0300	1202.1	33.344	236.1	177.0	413.1	1.1250	1.7168	26
27	706.66	0.0008	0.0291	1198.3	34.354	237.5	176.1	413.6	1.1297	1.7165	27
28	727.64	0.0008	0.0283	1194.4	35.389	238.9	175.2	414.1	1.1345	1.7161	28
29	749.04	0.0008	0.0274	1190.6	36.451	240.4	174.2	414.6	1.1392	1.7158	29
30	771.02	0.0008	0.0266	1186.7	37.540	241.8	173.3	415.1	1.1439	1.7155	30
31	793.43	0.0008	0.0259	1182.8	38.657	243.3	172.3	415.6	1.1487	1.7151	31
32	816.28	0.0008	0.0251	1178.8	39.802	244.8	171.3	416.1	1.1534	1.7148	32
33	839.66	0.0009	0.0244	1174.9	40.975	246.2	170.3	416.6	1.1581	1.7145	33
34	863.53	0.0009	0.0237	1170.8	42.179	247.7	169.3	417.0	1.1628	1.7142	34
35	887.91	0.0009	0.0230	1166.8	43.413	249.2	168.3	417.5	1.1676	1.7138	35
36	912.80	0.0009	0.0224	1162.7	44.679	250.6	167.3	418.0	1.1723	1.7135	36
37	938.20	0.0009	0.0218	1158.6	45.977	252.1	166.3	418.4	1.1770	1.7132	37
38	964.14	0.0009	0.0211	1154.5	47.308	253.6	165.3	418.9	1.1817	1.7129	38
39	990.60	0.0009	0.0205	1150.3	48.672	255.1	164.2	419.3	1.1864	1.7125	39
40	1017.61	0.0009	0.0200	1146.1	50.072	256.6	163.2	419.8	1.1912	1.7122	40
41	1045.16	0.0009	0.0194	1141.9	51.508	258.1	162.1	420.2	1.1959	1.7119	41
42	1073.26	0.0009	0.0189	1137.6	52.980	259.6	161.0	420.6	1.2006	1.7115	42
43	1101.93	0.0009	0.0184	1133.3	54.490	261.1	159.9	421.1	1.2053	1.7112	43
44	1131.16	0.0009	0.0178	1128.9	56.040	262.7	158.8	421.5	1.2101	1.7108	44
45	1161.01	0.0009	0.0174	1124.5	57.630	264.2	157.7	421.9	1.2148	1.7105	45
46	1191.41	0.0009	0.0169	1120.0	59.261	265.7	156.6	422.3	1.2195	1.7101	46
47	1222.41	0.0009	0.0164	1115.6	60.934	267.3	155.4	422.7	1.2242	1.7097	47
48	1253.95	0.0009	0.0160	1111.0	62.652	268.8	154.3	423.1	1.2290	1.7093	48
49	1286.17	0.0009	0.0155	1106.4	64.415	270.4	153.1	423.5	1.2337	1.709	49
50	1319.00	0.0009	0.0151	1101.8	66.225	271.9	151.9	423.8	1.2384	1.7086	50
51	1352.44	0.0009	0.0147	1097.1	68.084	273.5	150.7	424.2	1.2432	1.7082	51
52	1386.52	0.0009	0.0143	1092.4	69.992	275.1	149.5	424.6	1.2479	1.7077	52
53	1421.23	0.0009	0.0139	1087.6	71.952	276.6	148.3	424.9	1.2527	1.7073	53
54	1456.58	0.0009	0.0135	1082.8	73.966	278.2	147.0	425.3	1.2574	1.7069	54
55	1492.59	0.0009	0.0132	1077.9	76.035	279.8	145.8	425.6	1.2622	1.7064	55
56	1529.26	0.0009	0.0128	1072.9	78.162	281.4	144.5	425.9	1.2670	1.7059	56
57	1566.61	0.0009	0.0124	1067.9	80.348	283.0	143.2	426.2	1.2717	1.7055	57
58	1604.63	0.0009	0.0121	1062.8	82.596	284.6	141.9	426.5	1.2765	1.705	58
59	1643.35	0.0009	0.0118	1057.7	84.908	286.3	140.5	426.8	1.2813	1.7044	59
60	1682.76	0.0010	0.0115	1052.5	87.287	287.9	139.2	427.1	1.2861	1.7039	60
61	1722.88	0.0010	0.0111	1047.2	89.735	289.5	137.8	427.4	1.2909	1.7033	61
62	1763.72	0.0010	0.0108	1041.8	92.255	291.2	136.4	427.6	1.2957	1.7028	62
63	1805.28	0.0010	0.0105	1036.4	94.851	292.9	135.0	427.9	1.3006	1.7021	63
64	1847.47	0.0010	0.0103	1030.9	97.526	294.5	133.6	428.1	1.3054	1.7015	64
65	1890.54	0.0010	0.0100	1025.3	100.283	296.2	132.1	428.3	1.3102	1.7009	65
66	1934.36	0.0010	0.0097	1019.6	103.125	297.9	130.6	428.5	1.3151	1.7002	66
67	1978.94	0.0010	0.0094	1013.8	106.058	299.6	129.1	428.7	1.3200	1.6995	67
68	2024.28	0.0010	0.0092	1008.0	109.085	301.3	127.5	428.8	1.3249	1.6987	68
69	2070.42	0.0010	0.0089	1002.0	112.212	303.0	126.0	429.0	1.3298	1.6979	69
70	2117.34	0.0010	0.0087	995.9	115.442	304.8	124.4	429.1	1.3347	1.6971	70
71	2165.08	0.0010	0.0084	989.7	118.783	306.5	122.7	429.2	1.3397	1.6963	71
72	2213.63	0.0010	0.0082	983.4	122.239	308.3	121.1	429.3	1.3446	1.6954	72
73	2263.01	0.0010	0.0079	977.0	125.818	310.1	119.4	429.4	1.3496	1.6945	73
74	2313.23	0.0010	0.0077	970.4	129.527	311.8	117.6	429.5	1.3547	1.6935	74
75	2364.31	0.0010	0.0075	963.7	133.373	313.7	115.8	429.5	1.3597	1.6924	75
76	2416.25	0.0010	0.0073	956.9	137.366	315.5	114.0	429.5	1.3648	1.6913	76
77	2469.08	0.0011	0.0071	949.9	141.514	317.3	112.2	429.5	1.3699	1.6902	77
78	2522.79	0.0011	0.0069	942.7	145.830	319.2	110.3	429.4	1.3750	1.689	78
79	2577.42	0.0011	0.0067	935.4	150.324	321.0	108.3	429.3	1.3801	1.6877	79

TABLE 2 (continued)
HFC-134a Superheated Vapor—Constant Pressure Tables

V = Volume in m³/kg H = Enthalpy in kJ/kg S = Entropy in kJ/(kg)(K) v_s = Velocity of Sound in m/sec
 Cp = Heat Capacity at Constant Pressure in kJ/(kg)(°C) Cp/Cv = Heat Capacity Ratio (Dimensionless)

TEMP °C	PRESSURE = 50.00 kPa (abs)						SAT LIQ SAT VAP	PRESSURE = 60.00 kPa (abs)						TEMP °C
	V	H	S	Cp	Cp/Cv	v _s		V	H	S	Cp	Cp/Cv	v _s	
-40.43	0.00071	147.9	0.7944	1.2399	1.5046	811.8		0.00071	152.2	0.8130	1.2476	1.5040	795.3	-36.91
-40.43	0.36914	374.0	1.7661	0.7424	1.1483	143.6		0.31114	376.2	1.7611	0.7533	1.1493	144.2	-36.91
-40	0.36982	374.3	1.7675	0.7430	1.1480	143.7		—	—	—	—	—	—	-40
-35	0.37864	378.1	1.7833	0.7495	1.1440	145.3		0.31297	377.7	1.7672	0.7555	1.1477	144.8	-35
-30	0.38745	381.8	1.7990	0.7564	1.1404	146.9		0.32134	381.5	1.7830	0.7618	1.1436	146.4	-30
-25	0.39604	385.6	1.8144	0.7635	1.1370	148.5		0.32873	385.3	1.7986	0.7683	1.1400	148.0	-25
-20	0.40469	389.5	1.8297	0.7708	1.1340	150.0		0.33591	389.2	1.8140	0.7752	1.1366	149.6	-20
-15	0.41339	393.3	1.8449	0.7784	1.1311	151.5		0.34317	393.0	1.8292	0.7823	1.1334	151.1	-15
-10	0.42194	397.3	1.8599	0.7860	1.1284	153.0		0.35039	397.0	1.8443	0.7896	1.1306	152.6	-10
-5	0.43048	401.2	1.8748	0.7938	1.1260	154.5		0.35753	400.9	1.8592	0.7971	1.1279	154.1	-5
0	0.43898	405.2	1.8895	0.8017	1.1236	155.9		0.36470	404.9	1.8740	0.8047	1.1254	155.6	0
5	0.44743	409.2	1.9041	0.8097	1.1215	157.3		0.37189	409.0	1.8887	0.8124	1.1230	157.0	5
10	0.45579	413.3	1.9186	0.8177	1.1194	158.7		0.37893	413.1	1.9032	0.8202	1.1208	158.4	10
15	0.46425	417.4	1.9330	0.8257	1.1175	160.1		0.38595	417.2	1.9176	0.8280	1.1188	159.8	15
20	0.47259	421.5	1.9473	0.8338	1.1156	161.5		0.39308	421.3	1.9319	0.8359	1.1168	161.2	20
25	0.48100	425.7	1.9614	0.8420	1.1139	162.8		0.40000	425.5	1.9461	0.8439	1.1150	162.6	25
30	0.48948	430.0	1.9755	0.8501	1.1122	164.2		0.40700	429.8	1.9602	0.8519	1.1132	163.9	30
35	0.49776	434.2	1.9895	0.8582	1.1106	165.5		0.41408	434.1	1.9742	0.8599	1.1116	165.3	35
40	0.50607	438.5	2.0034	0.8664	1.1091	166.8		0.42105	438.4	1.9881	0.8679	1.1100	166.6	40
45	0.51440	442.9	2.0172	0.8745	1.1076	168.1		0.42806	442.7	2.0020	0.8759	1.1085	167.9	45
50	0.52274	447.3	2.0309	0.8826	1.1062	169.4		0.43497	447.1	2.0157	0.8839	1.1070	169.2	50
55	0.53107	451.7	2.0445	0.8907	1.1049	170.7		0.44189	451.6	2.0293	0.8919	1.1056	170.5	55
60	0.53937	456.2	2.0580	0.8988	1.1036	171.9		0.44883	456.1	2.0429	0.8999	1.1043	171.8	60
65	0.54765	460.7	2.0715	0.9068	1.1024	173.2		0.45579	460.6	2.0563	0.9079	1.1030	173.0	65
70	0.55586	465.3	2.0848	0.9148	1.1012	174.4		0.46275	465.1	2.0697	0.9158	1.1018	174.3	70
75	0.56402	469.9	2.0981	0.9228	1.1001	175.7		0.46970	469.7	2.0830	0.9237	1.1006	175.5	75
80	0.57241	474.5	2.1113	0.9307	1.0990	176.9		0.47664	474.4	2.0962	0.9316	1.0995	176.8	80
85	0.58072	479.2	2.1245	0.9386	1.0979	178.1		0.48356	479.1	2.1094	0.9394	1.0984	177.9	85
90	0.58903	483.9	2.1375	0.9464	1.0969	179.3		0.49020	483.8	2.1225	0.9472	1.0973	179.1	90
95	0.59737	488.6	2.1505	0.9543	1.0958	180.5		0.49727	488.5	2.1356	0.9550	1.0963	180.3	95
100	0.60533	493.4	2.1635	0.9620	1.0949	181.7		0.50403	493.3	2.1484	0.9627	1.0953	181.5	100
105	0.61387	498.3	2.1763	0.9697	1.0940	182.8		0.51099	498.2	2.1613	0.9703	1.0944	182.7	105
110	0.62189	503.1	2.1891	0.9774	1.0931	184.0		0.51787	503.0	2.1741	0.9780	1.0934	183.9	110
115	—	—	—	—	—	—		0.52466	507.9	2.1868	0.9855	1.0925	185.0	115

TEMP °C	PRESSURE = 70.00 kPa (abs)						SAT LIQ SAT VAP	PRESSURE = 80.00 kPa (abs)						TEMP °C
	V	H	S	Cp	Cp/Cv	v _s		V	H	S	Cp	Cp/Cv	v _s	
-33.83	0.00072	156.1	0.8292	1.2544	1.5038	781.0		0.00072	159.5	0.8435	1.2606	1.5038	768.3	-31.09
-33.83	0.26918	378.2	1.7571	0.7630	1.1504	144.6		0.23747	379.9	1.7538	0.7718	1.1515	145.0	-31.09
-30	0.27412	381.1	1.7693	0.7673	1.1470	145.9		0.23872	380.7	1.7572	0.7729	1.1505	145.4	-30
-25	0.28050	385.0	1.7850	0.7733	1.1430	147.6		0.24438	384.6	1.7730	0.7783	1.1460	147.1	-25
-20	0.28678	388.8	1.8004	0.7797	1.1392	149.1		0.24994	388.5	1.7886	0.7842	1.1420	148.7	-20
-15	0.29308	392.7	1.8158	0.7863	1.1359	150.7		0.25549	392.4	1.8040	0.7904	1.1383	150.3	-15
-10	0.29931	396.7	1.8309	0.7932	1.1327	152.2		0.26103	396.4	1.8192	0.7969	1.1349	151.9	-10
-5	0.30553	400.7	1.8459	0.8004	1.1298	153.8		0.26645	400.4	1.8343	0.8037	1.1318	153.4	-5
0	0.31172	404.7	1.8608	0.8077	1.1271	155.2		0.27196	404.5	1.8492	0.8107	1.1290	154.9	0
5	0.31786	408.8	1.8755	0.8151	1.1246	156.7		0.27732	408.5	1.8640	0.8179	1.1263	156.4	5
10	0.32394	412.9	1.8901	0.8227	1.1223	158.1		0.28273	412.6	1.8786	0.8252	1.1238	157.8	10
15	0.33003	417.0	1.9045	0.8303	1.1201	159.6		0.28810	416.8	1.8931	0.8326	1.1215	159.3	15
20	0.33613	421.2	1.9189	0.8380	1.1180	161.0		0.29343	421.0	1.9075	0.8402	1.1193	160.7	20
25	0.34211	425.4	1.9331	0.8458	1.1161	162.3		0.29878	425.2	1.9218	0.8478	1.1172	162.1	25
30	0.34819	429.6	1.9473	0.8537	1.1143	163.7		0.30404	429.4	1.9359	0.8555	1.1153	163.5	30
35	0.35423	433.9	1.9613	0.8615	1.1125	165.0		0.30941	433.7	1.9500	0.8632	1.1135	164.8	35
40	0.36023	438.2	1.9752	0.8694	1.1109	166.4		0.31468	438.1	1.9640	0.8709	1.1118	166.2	40
45	0.36630	442.6	1.9890	0.8773	1.1093	167.7		0.32000	442.4	1.9778	0.8787	1.1101	167.5	45
50	0.37230	447.0	2.0028	0.8852	1.1078	169.0		0.32520	446.9	1.9916	0.8865	1.1085	168.8	50
55	0.37821	451.4	2.0164	0.8931	1.1063	170.3		0.33047	451.3	2.0053	0.8944	1.1071	170.1	55
60	0.38417	455.9	2.0300	0.9010	1.1050	171.6		0.33568	455.8	2.0188	0.9022	1.1056	171.4	60
65	0.39017	460.5	2.0435	0.9089	1.1036	172.8		0.34095	460.3	2.0323	0.9100	1.1043	172.7	65
70	0.39620	465.0	2.0569	0.9168	1.1024	174.1		0.34614	464.9	2.0457	0.9178	1.1030	173.9	70
75	0.40209	469.6	2.0702	0.9246	1.1012	175.3		0.35137	469.5	2.0591	0.9255	1.1017	175.2	75
80	0.40800	474.3	2.0834	0.9324	1.1000	176.6		0.35663	474.2	2.0723	0.9333	1.1005	176.4	80
85	0.41391	479.0	2.0966	0.9402	1.0989	177.8		0.36179	478.8	2.0855	0.9410	1.0994	177.6	85
90	0.41982	483.7	2.1097	0.9480	1.0978	179.0		0.36697	483.6	2.0986	0.9487	1.0982	178.9	90
95	0.42589	488.4	2.1227	0.9557	1.0967	180.2		0.37216	488.3	2.1116	0.9564	1.0972	180.1	95
100	0.43178	493.2	2.1357	0.9633	1.0957	181.4		0.37736	493.1	2.1246	0.9640	1.0961	181.3	100
105	0.43764	498.1	2.1485	0.9710	1.0948	182.6		0.38256	498.0	2.1375	0.9716	1.0951	182.5	105
110	0.44346	502.9	2.1613	0.9786	1.0938	183.8		0.38775	502.8	2.1503	0.9792	1.0942	183.6	110
115	0.44944	507.8	2.1741	0.9861	1.0929	184.9		0.39293	507.8	2.1630	0.9867	1.0932	184.8	115
120	0.45537	512.8	2.1867	0.9936	1.0920	186.1		0.39809	512.7	2.1757	0.9941	1.0923	186.0	120

TABLE 2 (continued)
HFC-134a Superheated Vapor—Constant Pressure Tables

V = Volume in m³/kg H = Enthalpy in kJ/kg S = Entropy in kJ/(kg)(K) v_s = Velocity of Sound in m/sec
 Cp = Heat Capacity at Constant Pressure in kJ/(kg)(°C) Cp/Cv = Heat Capacity Ratio (Dimensionless)

TEMP °C	PRESSURE = 700.00 kPa (abs)						SAT LIQ SAT VAP	PRESSURE = 725.00 kPa (abs)						TEMP °C
	V	H	S	Cp	Cp/Cv	v _s		V	H	S	Cp	Cp/Cv	v _s	
26.68	0.00083	237.0	1.1282	1.4385	1.5658	501.8		0.00084	238.8	1.1339	1.4440	1.5687	496.2	27.68
26.68	0.02939	413.5	1.7166	1.0265	1.2332	144.0		0.02936	414.1	1.7162	1.0341	1.2370	143.7	27.68
30	0.02999	416.8	1.7278	1.0182	1.2223	145.7		0.02874	416.2	1.7234	1.0283	1.2295	144.9	30
35	0.03086	421.9	1.7444	1.0085	1.2081	148.2		0.02960	421.4	1.7401	1.0172	1.2142	147.4	35
40	0.03171	426.9	1.7606	1.0015	1.1960	150.6		0.03043	426.4	1.7564	1.0090	1.2013	149.9	40
45	0.03253	431.9	1.7764	0.9967	1.1857	152.8		0.03123	431.5	1.7724	1.0033	1.1903	152.2	45
50	0.03333	436.9	1.7919	0.9935	1.1768	155.0		0.03202	436.5	1.7880	0.9994	1.1807	154.4	50
55	0.03412	441.9	1.8071	0.9918	1.1689	157.0		0.03278	441.4	1.8033	0.9970	1.1724	156.5	55
60	0.03488	446.8	1.8221	0.9913	1.1620	158.0		0.03353	446.4	1.8184	0.9959	1.1651	158.5	60
65	0.03564	451.8	1.8369	0.9917	1.1559	160.9		0.03427	451.4	1.8332	0.9959	1.1587	160.4	65
70	0.03638	456.7	1.8515	0.9929	1.1504	162.8		0.03500	456.4	1.8478	0.9967	1.1529	162.3	70
75	0.03711	461.7	1.8658	0.9949	1.1454	164.6		0.03571	461.4	1.8623	0.9983	1.1477	164.1	75
80	0.03784	466.7	1.8801	0.9974	1.1409	166.3		0.03641	466.4	1.8765	1.0006	1.1430	165.9	80
85	0.03855	471.7	1.8941	1.0005	1.1369	168.0		0.03711	471.4	1.8906	1.0033	1.1387	167.6	85
90	0.03925	476.7	1.9080	1.0040	1.1331	169.7		0.03779	476.4	1.9045	1.0068	1.1349	169.3	90
95	0.03995	481.7	1.9217	1.0078	1.1297	171.3		0.03847	481.5	1.9183	1.0103	1.1313	171.0	95
100	0.04064	486.8	1.9354	1.0120	1.1266	172.9		0.03914	486.5	1.9320	1.0143	1.1280	172.6	100
105	0.04133	491.9	1.9489	1.0165	1.1236	174.5		0.03981	491.6	1.9455	1.0186	1.1250	174.1	105
110	0.04201	496.9	1.9622	1.0212	1.1209	176.0		0.04047	496.7	1.9589	1.0231	1.1222	175.7	110
115	0.04269	502.1	1.9755	1.0261	1.1184	177.5		0.04112	501.8	1.9722	1.0279	1.1196	177.2	115
120	0.04336	507.2	1.9887	1.0312	1.1161	179.0		0.04177	507.0	1.9854	1.0329	1.1172	178.7	120
125	0.04402	512.4	2.0018	1.0365	1.1139	180.4		0.04243	512.2	1.9985	1.0380	1.1149	180.1	125
130	0.04468	517.6	2.0147	1.0419	1.1118	181.8		0.04307	517.4	2.0115	1.0433	1.1128	181.6	130
135	0.04535	522.8	2.0276	1.0473	1.1099	183.2		0.04371	522.6	2.0244	1.0487	1.1108	183.0	135
140	0.04600	528.0	2.0404	1.0529	1.1081	184.6		0.04434	527.8	2.0372	1.0542	1.1089	184.4	140
145	0.04665	533.3	2.0531	1.0586	1.1063	186.0		0.04497	533.1	2.0499	1.0598	1.1071	185.8	145
150	0.04730	538.6	2.0657	1.0643	1.1047	187.3		0.04560	538.4	2.0625	1.0655	1.1055	187.1	150
155	0.04795	544.0	2.0782	1.0701	1.1032	188.7		0.04622	543.8	2.0751	1.0712	1.1039	188.4	155
160	0.04859	549.3	2.0907	1.0760	1.1017	190.0		0.04685	549.2	2.0875	1.0770	1.1024	189.8	160
165	0.04923	554.7	2.1031	1.0818	1.1003	191.3		0.04747	554.6	2.0999	1.0828	1.1009	191.1	165
170	0.04987	560.2	2.1154	1.0877	1.0990	192.5		0.04809	560.0	2.1122	1.0887	1.0996	192.3	170
175	0.05051	565.6	2.1276	1.0936	1.0977	193.8		0.04871	565.4	2.1245	1.0945	1.0983	193.6	175
180	0.05114	571.1	2.1398	1.0995	1.0965	195.0		0.04933	570.9	2.1367	1.1004	1.0970	194.9	180

TEMP °C	PRESSURE = 750.00 kPa (abs)						SAT LIQ SAT VAP	PRESSURE = 800.00 kPa (abs)						TEMP °C
	V	H	S	Cp	Cp/Cv	v _s		V	H	S	Cp	Cp/Cv	v _s	
29.04	0.00084	240.5	1.1394	1.4494	1.5716	490.8		0.00085	243.7	1.1500	1.4602	1.5775	480.2	31.29
29.04	0.02740	414.6	1.7158	1.0417	1.2408	143.5		0.02565	415.7	1.7150	1.0569	1.2485	142.9	31.29
30	0.02757	415.6	1.7191	1.0388	1.2372	144.0		—	—	—	—	—	—	30
35	0.02841	420.8	1.7360	1.0262	1.2206	146.6		0.02626	419.6	1.7278	1.0453	1.2344	145.0	35
40	0.02923	425.9	1.7524	1.0168	1.2067	149.1		0.02705	424.8	1.7445	1.0332	1.2184	147.6	40
45	0.03002	431.0	1.7684	1.0100	1.1950	151.5		0.02782	430.0	1.7608	1.0243	1.2049	150.1	45
50	0.03079	436.0	1.7842	1.0053	1.1848	153.7		0.02856	435.1	1.7767	1.0178	1.1935	152.4	50
55	0.03154	441.0	1.7996	1.0023	1.1760	155.9		0.02928	440.2	1.7923	1.0133	1.1836	154.7	55
60	0.03227	446.0	1.8147	1.0006	1.1683	157.9		0.02998	445.2	1.8076	1.0105	1.1750	156.8	60
65	0.03299	451.0	1.8296	1.0001	1.1615	159.9		0.03067	450.3	1.8226	1.0089	1.1674	158.8	65
70	0.03370	456.0	1.8443	1.0005	1.1554	161.8		0.03135	455.3	1.8374	1.0085	1.1607	160.8	70
75	0.03439	461.0	1.8588	1.0018	1.1500	163.7		0.03202	460.4	1.8520	1.0090	1.1548	162.7	75
80	0.03508	466.1	1.8731	1.0037	1.1451	165.5		0.03267	465.4	1.8664	1.0103	1.1494	164.6	80
85	0.03576	471.1	1.8872	1.0063	1.1406	167.2		0.03331	470.5	1.8806	1.0122	1.1446	166.4	85
90	0.03643	476.1	1.9012	1.0093	1.1366	168.9		0.03395	475.5	1.8947	1.0147	1.1402	168.1	90
95	0.03708	481.2	1.9150	1.0127	1.1329	170.6		0.03457	480.6	1.9086	1.0177	1.1362	169.8	95
100	0.03774	486.2	1.9287	1.0165	1.1295	172.2		0.03520	485.7	1.9223	1.0212	1.1325	171.5	100
105	0.03839	491.3	1.9422	1.0207	1.1264	173.8		0.03581	490.8	1.9360	1.0250	1.1292	173.1	105
110	0.03903	496.4	1.9557	1.0251	1.1235	175.4		0.03642	495.9	1.9494	1.0291	1.1261	174.7	110
115	0.03966	501.6	1.9690	1.0297	1.1208	176.9		0.03703	501.1	1.9629	1.0334	1.1232	176.3	115
120	0.04030	506.7	1.9822	1.0346	1.1183	178.4		0.03763	506.3	1.9761	1.0380	1.1205	177.8	120
125	0.04093	511.9	1.9953	1.0396	1.1160	179.9		0.03822	511.5	1.9892	1.0428	1.1181	179.3	125
130	0.04155	517.1	2.0083	1.0448	1.1138	181.3		0.03881	516.7	2.0023	1.0478	1.1157	180.8	130
135	0.04217	522.4	2.0212	1.0501	1.1117	182.7		0.03940	522.0	2.0152	1.0529	1.1136	182.2	135
140	0.04279	527.6	2.0341	1.0555	1.1098	184.1		0.03998	527.2	2.0281	1.0582	1.1115	183.6	140
145	0.04340	532.9	2.0468	1.0611	1.1080	185.5		0.04056	532.5	2.0408	1.0636	1.1096	185.0	145
150	0.04401	538.3	2.0594	1.0667	1.1062	186.9		0.04114	537.9	2.0535	1.0690	1.1078	186.4	150
155	0.04462	543.6	2.0720	1.0723	1.1046	188.2		0.04171	543.2	2.0661	1.0745	1.1061	187.8	155
160	0.04523	549.0	2.0845	1.0780	1.1031	189.5		0.04229	548.6	2.0786	1.0801	1.1045	189.1	160
165	0.04583	554.4	2.0969	1.0838	1.1016	190.9		0.04285	554.0	2.0910	1.0858	1.1029	190.5	165
170	0.04643	559.8	2.1092	1.0896	1.1002	192.1		0.04342	559.5	2.1034	1.0915	1.1015	191.8	170
175	0.04703	565.3	2.1215	1.0954	1.0989	193.4		0.04398	565.0	2.1157	1.0972	1.1001	193.1	175
180	0.04762	570.8	2.1336	1.1013	1.0976	194.7		0.04455	570.5	2.1279	1.1030	1.0988	194.3	180
185	—	—	—	—	—	—		0.04511	576.0	2.1400	1.1087	1.0975	195.6	185

Table Thermodynamique R 717 (NH3) :

TABLE B.2.1 (continued)
Saturated Ammonia

Temp. (°C)	Press. (kPa)	Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/kg-K		
		Sat. Liquid h_f	Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Liquid s_f	Evap. s_{fg}	Sat. Vapor s_g
-50	40.9	-43.76	1416.3	1372.6	-0.1916	6.3470	6.1554
-45	54.5	-21.94	1402.8	1380.8	-0.0950	6.1484	6.0534
-40	71.7	0	1388.8	1388.8	0	5.9567	5.9567
-35	93.2	22.06	1374.5	1396.5	0.0935	5.7715	5.8650
-30	119.5	44.26	1359.8	1404.0	0.1856	5.5922	5.7778
-25	151.6	66.58	1344.6	1411.2	0.2763	5.4185	5.6947
-20	190.2	89.05	1329.0	1418.0	0.3657	5.2498	5.6155
-15	236.3	111.66	1312.9	1424.6	0.4538	5.0859	5.5397
-10	290.9	134.41	1296.4	1430.8	0.5408	4.9265	5.4673
-5	354.9	157.31	1279.4	1436.7	0.6266	4.7711	5.3977
0	429.6	180.36	1261.8	1442.2	0.7114	4.6195	5.3309
5	515.9	203.58	1243.7	1447.3	0.7951	4.4715	5.2666
10	615.2	226.97	1225.1	1452.0	0.8779	4.3266	5.2045
15	728.6	250.54	1205.8	1456.3	0.9598	4.1846	5.1444
20	857.5	274.30	1185.9	1460.2	1.0408	4.0452	5.0860
25	1003.2	298.25	1165.2	1463.5	1.1210	3.9083	5.0293
30	1167.0	322.42	1143.9	1466.3	1.2005	3.7734	4.9738
35	1350.4	346.80	1121.8	1468.6	1.2792	3.6403	4.9196
40	1554.9	371.43	1098.8	1470.2	1.3574	3.5088	4.8662
45	1782.0	396.31	1074.9	1471.2	1.4350	3.3786	4.8136
50	2033.1	421.48	1050.0	1471.5	1.5121	3.2493	4.7614
55	2310.1	446.96	1024.1	1471.0	1.5888	3.1208	4.7095
60	2614.4	472.79	997.0	1469.7	1.6652	2.9925	4.6577
65	2947.8	499.01	968.5	1467.5	1.7415	2.8642	4.6057
70	3312.0	525.69	938.7	1464.4	1.8178	2.7354	4.5533
75	3709.0	552.88	907.2	1460.1	1.8943	2.6058	4.5001
80	4140.5	580.69	873.9	1454.6	1.9712	2.4746	4.4458
85	4608.6	609.21	838.6	1447.8	2.0488	2.3413	4.3901
90	5115.3	638.59	800.8	1439.4	2.1273	2.2051	4.3325
95	5662.9	668.99	760.2	1429.2	2.2073	2.0650	4.2723
100	6253.7	700.64	716.2	1416.9	2.2893	1.9195	4.2088
105	6890.4	733.87	668.1	1402.0	2.3740	1.7667	4.1407
110	7575.7	769.15	614.6	1383.7	2.4625	1.6040	4.0665
115	8313.3	807.21	553.8	1361.0	2.5566	1.4267	3.9833
120	9107.2	849.36	482.3	1331.7	2.6593	1.2268	3.8861
125	9963.5	898.42	393.0	1291.4	2.7775	0.9870	3.7645
130	10892	963.29	263.7	1227.0	2.9326	0.6540	3.5866
132.3	11333	1085.85	0	1085.9	3.2316	0	3.2316

TABLE B.2

Thermodynamic Properties of Ammonia

TABLE B.2.1

Saturated Ammonia

Temp. (°C)	Press. (kPa)	Specific Volume, m ³ /kg			Internal Energy, kJ/kg		
		Sat. Liquid v_f	Evap. v_{fg}	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Evap. u_{fg}	Sat. Vapor u_g
-50	40.9	0.001424	2.62557	2.62700	-43.82	1309.1	1265.2
-45	54.5	0.001437	2.00489	2.00632	-22.01	1293.5	1271.4
-40	71.7	0.001450	1.55111	1.55256	-0.10	1277.6	1277.4
-35	93.2	0.001463	1.21466	1.21613	21.93	1261.3	1283.3
-30	119.5	0.001476	0.96192	0.96339	44.08	1244.8	1288.9
-25	151.6	0.001490	0.76970	0.77119	66.36	1227.9	1294.3
-20	190.2	0.001504	0.62184	0.62334	88.76	1210.7	1299.5
-15	236.3	0.001519	0.50686	0.50838	111.30	1193.2	1304.5
-10	290.9	0.001534	0.41655	0.41808	133.96	1175.2	1309.2
-5	354.9	0.001550	0.34493	0.34648	156.76	1157.0	1313.7
0	429.6	0.001566	0.28763	0.28920	179.69	1138.3	1318.0
5	515.9	0.001583	0.24140	0.24299	202.77	1119.2	1322.0
10	615.2	0.001600	0.20381	0.20541	225.99	1099.7	1325.7
15	728.6	0.001619	0.17300	0.17462	249.36	1079.7	1329.1
20	857.5	0.001638	0.14758	0.14922	272.89	1059.3	1332.2
25	1003.2	0.001658	0.12647	0.12813	296.59	1038.4	1335.0
30	1167.0	0.001680	0.10881	0.11049	320.46	1016.9	1337.4
35	1350.4	0.001702	0.09397	0.09567	344.50	994.9	1339.4
40	1554.9	0.001725	0.08141	0.08313	368.74	972.2	1341.0
45	1782.0	0.001750	0.07073	0.07248	393.19	948.9	1342.1
50	2033.1	0.001777	0.06159	0.06337	417.87	924.8	1342.7
55	2310.1	0.001804	0.05375	0.05555	442.79	899.9	1342.7
60	2614.4	0.001834	0.04697	0.04880	467.99	874.2	1342.1
65	2947.8	0.001866	0.04109	0.04296	493.51	847.4	1340.9
70	3312.0	0.001900	0.03597	0.03787	519.39	819.5	1338.9
75	3709.0	0.001937	0.03148	0.03341	545.70	790.4	1336.1
80	4140.5	0.001978	0.02753	0.02951	572.50	759.9	1332.4
85	4608.6	0.002022	0.02404	0.02606	599.90	727.8	1327.7
90	5115.3	0.002071	0.02093	0.02300	627.99	693.7	1321.7
95	5662.9	0.002126	0.01815	0.02028	656.95	657.4	1314.4
100	6253.7	0.002188	0.01565	0.01784	686.96	618.4	1305.3
105	6890.4	0.002261	0.01337	0.01564	718.30	575.9	1294.2
110	7575.7	0.002347	0.01128	0.01363	751.37	529.1	1280.5
115	8313.3	0.002452	0.00933	0.01178	786.82	476.2	1263.1
120	9107.2	0.002589	0.00744	0.01003	825.77	414.5	1240.3
125	9963.5	0.002783	0.00554	0.00833	870.69	337.7	1208.4
130	10891.6	0.003122	0.00337	0.00649	929.29	226.9	1156.2
132.3	11333.2	0.004255	0	0.00426	1037.62	0	1037.6

TABLE B.2.2 (continued)
Superheated Ammonia

Temp. (°C)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)
	800 kPa (17.85°C)				1000 kPa (24.90°C)			
Sat.	0.15958	1330.9	1458.6	5.1110	0.12852	1334.9	1463.4	5.0304
20	0.16138	1335.8	1464.9	5.1328	—	—	—	—
30	0.16947	1358.0	1493.5	5.2287	0.13206	1347.1	1479.1	5.0826
40	0.17720	1379.0	1520.8	5.3171	0.13868	1369.8	1508.5	5.1778
50	0.18465	1399.3	1547.0	5.3996	0.14499	1391.3	1536.3	5.2654
60	0.19189	1419.0	1572.5	5.4774	0.15106	1412.1	1563.1	5.3471
70	0.19896	1438.3	1597.5	5.5513	0.15695	1432.2	1589.1	5.4240
80	0.20590	1457.4	1622.1	5.6219	0.16270	1451.9	1614.6	5.4971
100	0.21949	1495.0	1670.6	5.7555	0.17389	1490.5	1664.3	5.6342
120	0.23280	1532.5	1718.7	5.8811	0.18477	1528.6	1713.4	5.7622
140	0.24590	1570.1	1766.9	6.0006	0.19545	1566.8	1762.2	5.8834
160	0.25886	1608.2	1815.3	6.1150	0.20597	1605.2	1811.2	5.9992
180	0.27170	1646.8	1864.2	6.2254	0.21638	1644.2	1860.5	6.1105
200	0.28445	1686.1	1913.6	6.3322	0.22669	1683.7	1910.4	6.2182
220	0.29712	1726.0	1963.7	6.4358	0.23693	1723.9	1960.8	6.3226
240	0.30973	1766.7	2014.5	6.5367	0.24710	1764.8	2011.9	6.4241
260	0.32228	1808.1	2065.9	6.6350	0.25720	1806.4	2063.6	6.5229
280	0.33477	1850.2	2118.0	6.7310	0.26726	1848.8	2116.0	6.6194
300	0.34722	1893.1	2170.9	6.8248	0.27726	1891.8	2169.1	6.7137
	1200 kPa (30.94°C)				1400 kPa (36.26°C)			
Sat.	0.10751	1337.8	1466.8	4.9635	0.09231	1339.8	1469.0	4.9060
40	0.11287	1360.0	1495.4	5.0564	0.09432	1349.5	1481.6	4.9463
50	0.11846	1383.0	1525.1	5.1497	0.09942	1374.2	1513.4	5.0462
60	0.12378	1404.8	1553.3	5.2357	0.10423	1397.2	1543.1	5.1370
70	0.12890	1425.8	1580.5	5.3159	0.10882	1419.2	1571.5	5.2209
80	0.13387	1446.2	1606.8	5.3916	0.11324	1440.3	1598.8	5.2994
100	0.14347	1485.8	1658.0	5.5325	0.12172	1481.0	1651.4	5.4443
120	0.15275	1524.7	1708.0	5.6631	0.12986	1520.7	1702.5	5.5775
140	0.16181	1563.3	1757.5	5.7860	0.13777	1559.9	1752.8	5.7023
160	0.17071	1602.2	1807.1	5.9031	0.14552	1599.2	1802.9	5.8208
180	0.17950	1641.5	1856.9	6.0156	0.15315	1638.8	1853.2	5.9343
200	0.18819	1681.3	1907.1	6.1241	0.16068	1678.9	1903.8	6.0437
220	0.19680	1721.8	1957.9	6.2292	0.16813	1719.6	1955.0	6.1495
240	0.20534	1762.9	2009.3	6.3313	0.17551	1761.0	2006.7	6.2523
260	0.21382	1804.7	2061.3	6.4308	0.18283	1803.0	2059.0	6.3523
280	0.22225	1847.3	2114.0	6.5278	0.19010	1845.8	2111.9	6.4498
300	0.23063	1890.6	2167.3	6.6225	0.19732	1889.3	2165.5	6.5450
320	0.23897	1934.6	2221.3	6.7151	0.20450	1933.5	2219.8	6.6380

TABLE B.2.2

Superheated Ammonia

Temp. (°C)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)
	50 kPa (-46.53°C)				100 kPa (-33.60°C)			
Sat.	2.1752	1269.6	1378.3	6.0839	1.1381	1284.9	1398.7	5.8401
-30	2.3448	1296.2	1413.4	6.2333	1.1573	1291.0	1406.7	5.8734
-20	2.4463	1312.3	1434.6	6.3187	1.2101	1307.8	1428.8	5.9626
-10	2.5471	1328.4	1455.7	6.4006	1.2621	1324.6	1450.8	6.0477
0	2.6474	1344.5	1476.9	6.4795	1.3136	1341.3	1472.6	6.1291
10	2.7472	1360.7	1498.1	6.5556	1.3647	1357.9	1494.4	6.2073
20	2.8466	1377.0	1519.3	6.6293	1.4153	1374.5	1516.1	6.2826
30	2.9458	1393.3	1540.6	6.7008	1.4657	1391.2	1537.7	6.3553
40	3.0447	1409.8	1562.0	6.7703	1.5158	1407.9	1559.5	6.4258
50	3.1435	1426.3	1583.5	6.8379	1.5658	1424.7	1581.2	6.4943
60	3.2421	1443.0	1605.1	6.9038	1.6156	1441.5	1603.1	6.5609
70	3.3406	1459.9	1626.9	6.9682	1.6653	1458.5	1625.1	6.6258
80	3.4390	1476.9	1648.8	7.0312	1.7148	1475.6	1647.1	6.6892
100	3.6355	1511.4	1693.2	7.1533	1.8137	1510.3	1691.7	6.8120
120	3.8318	1546.6	1738.2	7.2708	1.9124	1545.7	1736.9	6.9300
140	4.0280	1582.5	1783.9	7.3842	2.0109	1581.7	1782.8	7.0439
160	4.2240	1619.2	1830.4	7.4941	2.1093	1618.5	1829.4	7.1540
180	4.4199	1656.7	1877.7	7.6008	2.2075	1656.0	1876.8	7.2609
200	4.6157	1694.9	1925.7	7.7045	2.3057	1694.3	1924.9	7.3648
	150 kPa (-25.22°C)				200 kPa (-18.86°C)			
Sat.	0.7787	1294.1	1410.9	5.6983	0.5946	1300.6	1419.6	5.5979
-20	0.7977	1303.3	1422.9	5.7465	—	—	—	—
-10	0.8336	1320.7	1445.7	5.8349	0.6193	1316.7	1440.6	5.6791
0	0.8689	1337.9	1468.3	5.9189	0.6465	1334.5	1463.8	5.7659
10	0.9037	1355.0	1490.6	5.9992	0.6732	1352.1	1486.8	5.8484
20	0.9382	1372.0	1512.8	6.0761	0.6995	1369.5	1509.4	5.9270
30	0.9723	1389.0	1534.9	6.1502	0.7255	1386.8	1531.9	6.0025
40	1.0062	1406.0	1556.9	6.2217	0.7513	1404.0	1554.3	6.0751
50	1.0398	1423.0	1578.9	6.2910	0.7769	1421.3	1576.6	6.1453
60	1.0734	1440.0	1601.0	6.3583	0.8023	1438.5	1598.9	6.2133
70	1.1068	1457.2	1623.2	6.4238	0.8275	1455.8	1621.3	6.2794
80	1.1401	1474.4	1645.4	6.4877	0.8527	1473.1	1643.7	6.3437
100	1.2065	1509.3	1690.2	6.6112	0.9028	1508.2	1688.8	6.4679
120	1.2726	1544.8	1735.6	6.7297	0.9527	1543.8	1734.4	6.5869
140	1.3386	1580.9	1781.7	6.8439	1.0024	1580.1	1780.6	6.7015
160	1.4044	1617.8	1828.4	6.9544	1.0519	1617.0	1827.4	6.8123
180	1.4701	1655.4	1875.9	7.0615	1.1014	1654.7	1875.0	6.9196
200	1.5357	1693.7	1924.1	7.1656	1.1507	1693.2	1923.3	7.0239
220	1.6013	1732.9	1973.1	7.2670	1.2000	1732.4	1972.4	7.1255

Résumé

Objectif de ce travail est d'étudier l'installation frigorifique qui refroidit la margarine dans le complexe agroalimentaire Cevital Béjaïa.

L'essentiel de notre travail à porter sur le calcul thermodynamique de la machine étudiée avec le fluide R717 est le R134a pour faire une étude comparative.

Une extrapolation à pousser nos études au point de vue analyse exergétique pour montrer les irréversibilités thermodynamiques de cette machine.

Abstract

The objective of this work is to study the refrigeration plant that cools margarine in the food complex Cevital Bejaia.

The main part of our work to focus on the thermodynamic calculation of the machine studied with the fluid R717 is R134a to make a comparative study.

An extrapolation pushed our studies to the point of view of the energy analysis to show the thermodynamic irreversibilities of this machine.