

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE MOULOU D MAMMERI TIZI-OUZOU
FACULTE DE GENIE DE LA CONSTRUCTION
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



Mémoire

*De fin d'études en vue de l'obtention du diplôme de master
Professionnel en Génie Mécanique
Option : Energétique*

Thème

*Amélioration de la classe énergétique de
Congélateur vertical 220F*

Proposé par :

ENIEM.

Encadré par :

Mr : M. HAMZA OUI.

Réalisé par :

**MESSADI SARA
ALLAL SABA OUI LYNDA**

PROMOTION : 2016/2017

REMERCIEMENTS

Nous tenons à exprimer nos vifs remerciements et notre gratitude à Monsieur HAMZAOUI. M, pour nous avoir encadré, pour sa direction soutenue par une documentation précieuse et des conseils rigoureux et ses orientations.

Notre reconnaissance va également à monsieur MOUSSAOUI. S, et tous les membres du département froid d'ENIEM, pour leur précieuse aide et pour leur collaboration et leur soutien indéfectible durant notre stage.

Que monsieur le président et monsieur les membres du jury soient vivement remerciés de nous avoir fait l'honneur d'examiner ce travail.

Sans oublier d'exprimer notre reconnaissance à l'ensemble des enseignants qui ont contribué à notre formation et tous ceux qui on participé de près ou de loin à l'élaboration de ce travail.



Dédicaces

Je dédie ce travail à :

Mes chers parents, que nulle dédicace ne puisse exprimer mes sincères sentiments, pour leur patience illimitée, leur encouragement continu, leur aide, en témoignage de mon profond amour et respect pour leurs grands sacrifices.

Chère sœur Faiza, pour son soutien.

À mes chers frères

À ma chère binôme Sarah.

Tous mes amis(es) et tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin.

Tous ceux que j'aime

Lynda

Dédicaces

Je dédie ce travail à :

Mon très cher père et ma très chère mère aux quels je dois tout dans la vie et que je ne remercierai jamais assez pour leurs soutiens, encouragements durant tout mon parcours d'étude.

À mes chères sœurs

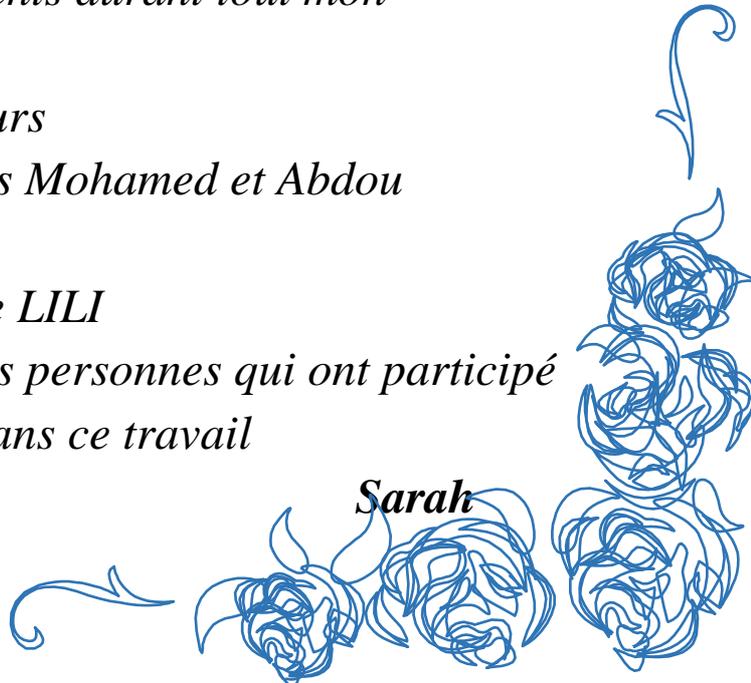
À mes chers frères Mohamed et Abdou

À mon cher Massi

À ma chère binôme LILI

À tous mes amis et à toutes les personnes qui ont participé de près ou de loin dans ce travail

Sarah



Présentation d'ENIEM

I. Historique

L'entreprise Nationale des industries de l'électroménager (ENIEM) est issue de la restructuration organique de la SONELEC (Société Nationale de Fabrication, de Montage et de Commercialisation des produits électroménagers) et disposait à sa création de :

- ❖ Complexe d'Appareils Ménagers (CAM) de TIZI OUZOU, entrée en production en juin 1977.
- ❖ Unité Lampes de Mohammedia (ULM), entrée en production en février 1979.

En 1989, l'entreprise ENIEM est devenue une société par actions au capital de 40.000.000DA.

Avec un capital social de 10.279.800.000 DA, détenu en totalité par la société de gestion de participation «Industries Électrodomestique» (INDELEC). Son siège social est à TIZI OUZOU. Ses unités de production issues de l'ex-CAM sont implantées au niveau de la zone industrielle «Aissatidir». Son unité commerciale est située également à la zone industrielle «Aissatidir». Sa filiale lampes est implantée à Mohammedia.

Le champ d'activité de l'entreprise ENIEM consiste en la conception, la fabrication et la commercialisation des produits électroménagers, ainsi que la prise en charge de la fonction service après-vente.

Actuellement, l'entreprise ENIEM est constituée de :

- ❖ La direction générale (DG).
- ❖ L'Unité Froid (UF).
- ❖ L'Unité Cuisson (U Cuis).
- ❖ L'Unité Climatisation (UCL).
- ❖ L'Unité Prestation Technique (UPT).
- ❖ L'Unité Commerciale (UC).
- ❖ L'Unité Sanitaire (US).
- ❖ La Filiale FILAMP.

L'effectif de l'entreprise (hors FILAMP et l'unité sanitaire) est de 2830

L'entreprise ENIEM aujourd'hui a une importante gamme de production, ces produits sont :

- ❖ Les réfrigérateurs petit et grand modèle (RPM et RGM).
- ❖ Le congélateur vertical.
- ❖ Le combiné.

- ❖ Cuisinières à 4 et à 5 feux.
- ❖ Climatiseurs.

Ces produits sont destinés au grand public et la distribution se fait par des agents agréés dont la liste se trouve au niveau de l'unité commerciale (Département Vente)

II. Situation Géographique

Le complexe, premier fabricant national d'appareils ménagers, il est classé parmi les plus grandes unités de productions industrielles du pays. Son siège social se situe au chef-lieu de la Wilaya de Tizi-Ouzou, à proximité de l'ancienne gare routière.

La superficie totale du complexe s'étale sur 5,5 Hectares.

Les unités de production Froid, Cuisson et Climatisation sont implantées à la zone industrielle AissatIdir de Oued-Aissi, distante de 7 km du chef-lieu de la wilaya.

La filiale sanitaire est installée à Miliana, wilaya d'Ain Defla et la filiale lampe à Mohammedia, wilaya de Mascara.

III. Objectif social et champ d'activité

ENIEM est leader de l'Électroménager en Algérie, elle possède des capacités de production et une expérience de plus (30) trente ans dans la fabrication et le développement dans les différentes branches de l'électroménager ;

Notamment :

- ❖ Les appareils ménagers domestiques.
- ❖ Les appareils des collectivités.
- ❖ Les lampes d'éclairage.
- ❖ Les produits sanitaires.

Elle assure également ; la commercialisation et le service après-vente de ses appareils.

IV. Principales missions et activités de l'entreprise

IV.1. Direction Générale

La direction générale est responsable de la stratégie et du développement de l'entreprise. Elle exerce son autorité hiérarchique et fonctionnelle sur l'ensemble des directions et des unités.

IV.2. Unité froid

La mission globale de l'unité est de produire et développer les produits froids domestiques. Ses activités sont :

- ❖ Transformation des tôles.
- ❖ Traitement et revêtement des surfaces (peinture, époxy, plastification).
- ❖ Injection plastique et polystyrène.
- ❖ Fabrication des pièces métalliques.
- ❖ Isolation.
- ❖ Thermoformage.
- ❖ Assemblage.

IV.3. Unité Cuisson

La mission principale de l'unité est de produire et développer la cuisson à gaz électrique ou mixte et tout produit de technologie similaire.

Ses activités sont :

- ❖ Transformation de la tôle.
- ❖ Traitement et revêtement des surfaces (Zingage, Chromage, Emaillage).
- ❖ Assemblage.

IV.4. Unité Climatiseur

La mission globale de l'unité est de développer les produits de climatisation.

Ses activités sont :

- ❖ Transformation.
- ❖ Traitement et Revêtement des surfaces (peinture).
- ❖ Assemblage.

IV.5. Unité Sanitaire

L'unité sanitaire de Miliana est acquise par l'entreprise ENIEM en l'an 2000. Elle n'entre pas dans le champ de certification de l'entreprise.

La mission globale de l'unité est de produire et développer les produits sanitaires (baignoires, lavabos ...).

IV.6. Filiale Filamp

L'Unité Lampes de Mohammadia (ULM) qui a démarré en février 1979 pour fabriquer des lampes d'éclairage domestique ainsi que des lampes de réfrigérateurs est devenue filiale à 100% ENIEM le 01/01/1997. Cette filiale est dénommée «FILAMP».

Organisation générale de l'ENIEM

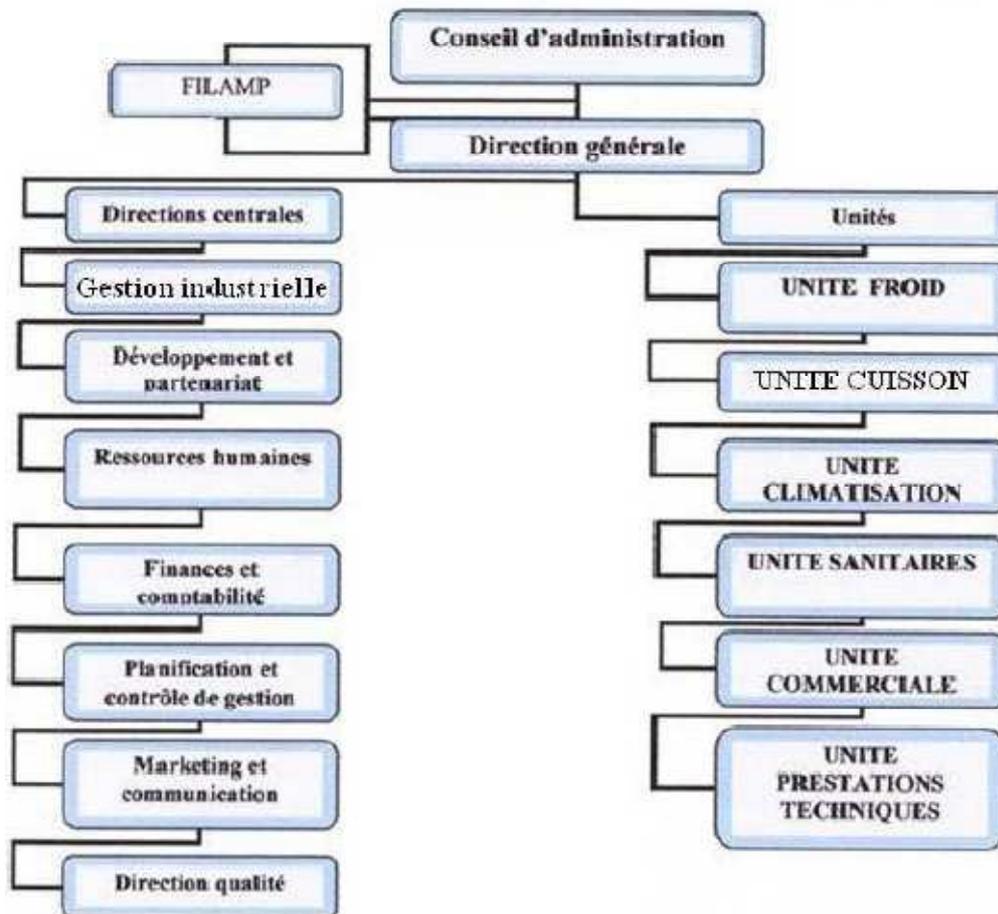


Figure 1: Organigramme de l'entreprise ENIEM.

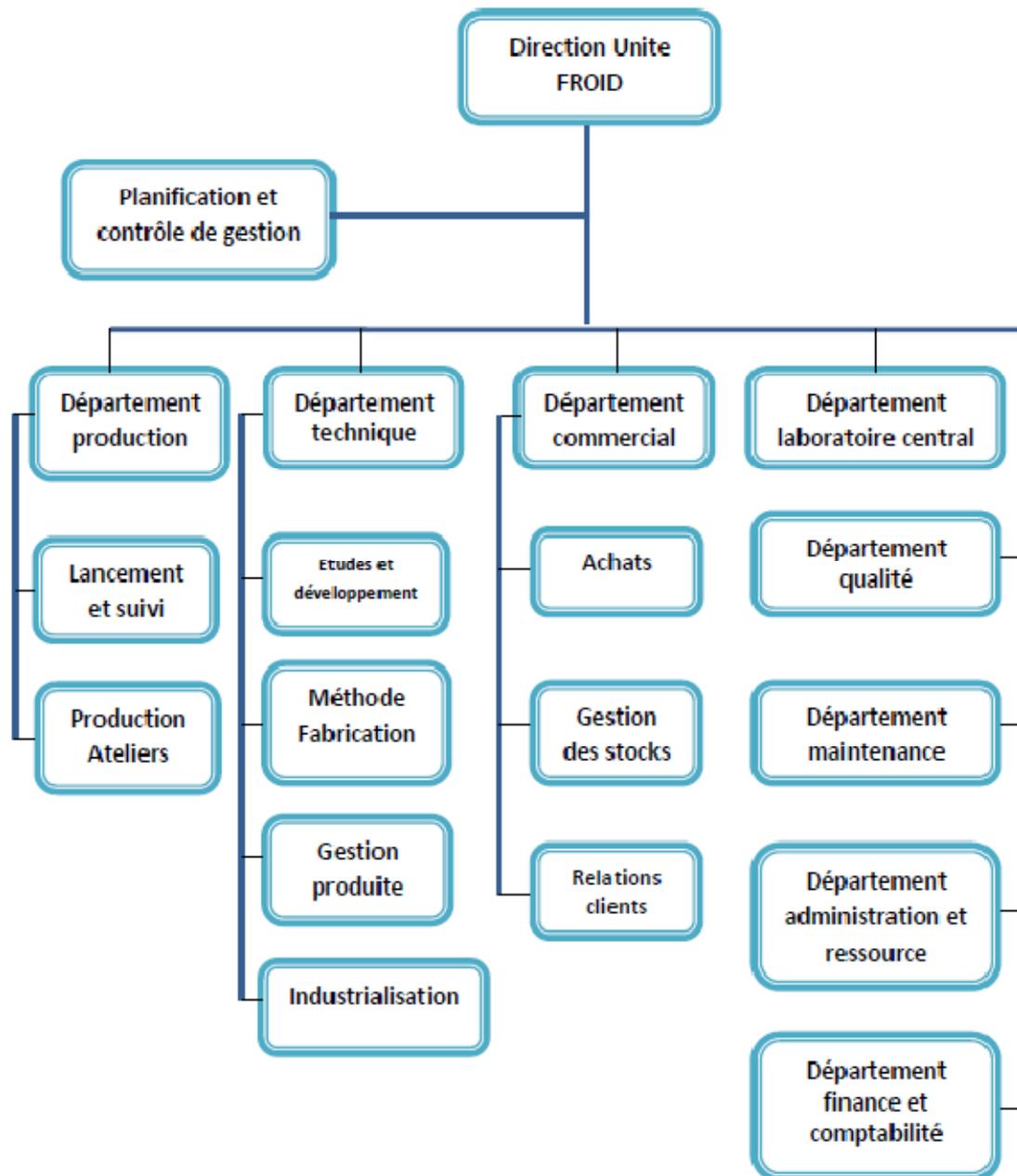


Figure 2 : Organigramme de l'unité froid.

V. Politique de l'entreprise

ENIEM est certifiée ISO 14001/2004 ENVIRONNEMENT et ISO 9001/2008 QUALITÉ.

V.1. Politique qualité

L'entière satisfaction durable du client constitue pour l'entreprise l'objectif essentiel. Face aux enjeux économiques, l'**ENIEM** a mis en oeuvre et développé un système de management de la qualité conforme au référentiel international ISO 9001/2008. Cette politique qualité basée sur l'amélioration continue des processus se manifeste par la volonté de la Direction Générale à :

- ❖ Comprendre les besoins présents et futurs de ses clients et y répondre efficacement en mettant à leur disposition des produits et services compétitifs.
- ❖ Développer la culture de l'entreprise et le professionnalisme de son personnel.
- ❖ Améliorer en continue l'efficacité du système de management de la qualité

V.1.1. Engagement de la direction

Pour mettre en oeuvre sa politique, la Direction Générale de l'ENIEM s'engage à :

- ❖ Se conformer aux exigences légales et réglementaires en vigueur.
- ❖ Appliquer et respecter les dispositions et procédures établies.
- ❖ Fournir les ressources nécessaires à l'atteinte des objectifs.

V.1.2. Ses objectifs

Pour aboutir les missions précitées, l'ENIEM se fixe les objectifs suivants :

- ❖ Accroître la satisfaction des clients.
- ❖ Améliorer les compétences du personnel.
- ❖ Réduire les rebuts.
- ❖ Augmenter la valeur de la production.
- ❖ Améliorer le chiffre d'affaire.

V.2. Politique Environnementale

La politique environnementale de l'ENIEM s'inscrit dans le développement durable en intégrant un management proactif dans le domaine de la protection de l'environnement. Pour y parvenir, l'ENIEM se base sur la prévention de toute pollution, la préservation des ressources, la sensibilisation et la formation, la responsabilité et l'implication de son personnel. Pour cela, l'ENIEM a décidé de s'engager dans une démarche volontaire d'amélioration continue en mettant en place un système de management environnemental

selon le référentiel ISO 14001/2004. La direction générale met à disposition les moyens nécessaires à la réussite de ce projet.

V.2.1. Engagements

- ❖ Respecter les exigences légales et réglementaires en vigueur.
- ❖ Prévenir et maîtriser les risques de pollutions qui peuvent être générés par ses activités.
- ❖ Améliorer la gestion des déchets (papier, emballages, consommables informatiques, déchets, des processus...).
- ❖ Rationaliser les consommations d'énergies.
- ❖ Améliorer la communication avec les parties intéressées (interne et externe).
- ❖ Continuer la formation pour améliorer la compétence du personnel.
- ❖ Continuer l'amélioration de l'efficacité du Système de Management Environnemental.
- ❖ Mener des revues de direction.

V.2.2. Objectifs et Cibles Environnementaux

Dernièrement en 2012 l'ENIEM a fixé des objectifs et cibles environnementaux :

- **Objectifs :**

En conformité avec sa politique environnementale, l'ENIEM se fixe :

- ❖ L'amélioration de la gestion des déchets.
- ❖ La rationalisation de la consommation des énergies et fluides.
- ❖ La prévention des risques de pollution.
- ❖ La sensibilisation des parties intéressées.
- ❖ La formation du personnel sur l'environnement.

- **Cibles**

- ❖ Réduire les déchets générés de 1%.
- ❖ Elever le niveau de tri des déchets de 2%.
- ❖ Réduire les stocks morts de 4 %.
- ❖ Ratio consommation d'eau/Production < 20 M3/tonne.
- ❖ Ratio consommation d'énergie électrique/Production < à 635 KWh/tonne.
- ❖ Ratio consommation de gaz/Production < à 1,76 k Th/tonne.
- ❖ Mesurer les rejets atmosphériques.
- ❖ Former 200 agents sur l'environnement.
- ❖ Continuer la sensibilisation des fournisseurs, agents agréés et les sous- traitants sur l'environnement.

SOMMAIRE

Sommaire	
Liste des tableaux	i
Nomenclature.....	ii
Liste des figures.....	iv
Introduction générale.....	1

CHAPITRE I : Généralités sur les machines frigorifiques

I.1. Introduction	2
I.2. Définition de circuit frigorifique	2
I.3. Les composants d'un système de réfrigération	3
I.3.1 Compresseur.....	3
I.3.2 Condenseur.....	4
I.3.3 Evaporateur.....	5
I.3.4 Détendeur	5
I.4. Cycles et systèmes de réfrigération.....	6
I.4.1 Introduction	6
I.4.2 Système de réfrigération à compression de vapeur.....	6
· Evaporation	6
· Compression	7
· Condensation	7
· Détente.....	7
I.4.3. Cycle d'une machine frigorifique	7
I.4.3.1. Cycle frigorifique de référence	8
I.4.3.1.1. Le cycle théorique	9
I.4.3.1.2. Cycle parfait	10
I.4.3.1.3. Cycle réel.....	11
I.5. COP d'une machine frigorifique	11
I.6. Conclusion	12

CHAPITRE II : Présentation de congélateur 220F

II.1. Présentation de l'appareil	13
II.2. Description de l'appareil	13
II.2.1. La cuve intérieure	13
II.2.2. La cuve extérieure	13
II.2.3. L'isolant	13
II.2.3.1. Caractéristiques générales des isolants	14
II.2.3.2. Les isolants utilisés dans l'industrie	14
II.2.3.3. La mousse rigide de polyuréthane	14
II.3. Description des composants principaux du congélateur 220F	15
II.3.1. Le compresseur	15
II.3.2. Le condenseur	16
II.3.3. L'évaporateur	16

II.3.4. Le détendeur	16
II.4. Fluide frigorigène	17
II.4.1. Changement d'état du fluide frigorigène	17
• Evolution 1-2	18
• Evolution 2-3	18
• Evolution 3-4	19
• Evolution 4-1	19
II.5. Les besoins frigorifique du congélateur 220F	20
II.5.1. Conditions de fonctionnement	20
II.5.2. Les pertes de chaleur	20
II.5.2.1. Les pertes de chaque paroi	21
II.5.3. Débit théorique de fluide frigorigène	23
II.6. Analyse énergétique et entropique des composants.....	23
II.6.1. Analyse énergétique et entropique de compresseur	23
II.6.2. Analyse énergétique et entropique de condenseur.....	24
II.6.3. Analyse énergétique et entropique détendeur	25
II.6.4. Analyse énergétique et entropique évaporateur.....	25
II.7 .Coefficient de performance.....	26

CHAPITRE III: Comparaison des fluides frigorigènes

III.1. Introduction	27
III.2. Généralité	27
III.2.1. Définition de fluide frigorigène	27
III.2.2. différentes catégories de fluide frigorigène.....	28
III.2.3. Classification des fluides frigorigènes	28
III.2.3.1. Les composés inorganiques	28
III.2.3.2. Les composés organiques	29
A / Les corps purs	29
B/ Les mélanges	29
C/ Les hydrocarbures	29
III.2.4. Les règles de sélection des réfrigérants	30
III.2.4.1. Critères techniques	30
III.2.4.1.1. Propriétés thermodynamiques	30
III.2.4.1.2. Sécurité	30
III.2.4.1.3. Toxicité.....	30
III.2.4.1.4. Inflammabilité	31
III.2.4.2. Critères économiques	31
III.2.4.3. Critères écologiques	31
III.2.5. Les classes de réfrigérants	32
III.2.5.1. Les réfrigérants naturels	32
III.2.5.2. Les réfrigérants halogénés	32
III.2.5.3. Mélanges zéotropiques et azéotropiques	33
III.2.5.3.1. Un mélange zéotropique	33
III.2.5.3.2. Mélange azéotropique	33
III.2.6. Les critères de substitution	33

III.2.6.1. Les fluides de substitution.....	34
III.2.7. Qualités d'un bon fluide frigorigène	34
III.3. Le Fluide frigorigène R134a.....	34
III.3.1. Définition de R134a.....	34
III.3.2 Utilisation	34
III.3.3. Propriétés de R134a.....	
III.3.3.1. Propriétés physico-chimique	35
III.3.3.1.1. Phase liquide	35
III.3.3.1.2. Point critique	35
III.3.3.1.3. Point triple	35
III.3.3.1.4. Phase gazeuse	36
III.4. Le Fluide frigorigène R404A	36
III.4.1. Définition de R404A	36
III.4.2. Propriétés thermodynamique	37
III.4.3. Caractéristique du R404A	37
III.5. Le Fluide frigorigène R600a.....	38
III.5.1. Définition de R600a	38
III.5.2. Caractéristique du R600a	38
III.6. Comparaisons entre les fluides frigorigènes R134a et le R404A et 600a.	39
III.6.1. Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d'évaporation fixée.....	39
III.6.2. Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation fixée	49
III.7. Conclusion	61

CHAPITRE IV: Présentation des résultats pour cycles réels

Introduction	62
IV.1. Influence des températures sur la Puissance frigorifique.....	62
IV.2. Influence des températures sur le Puissance de compresseur	65
IV.3. Influence des températures sur le COP.	68
IV.4. Influence des températures sur L'exergie détruite.	71
IV.4.1. Influence des températures sur L'exergie détruite de compresseur	71
IV.4.2. Influence des températures sur L'exergie détruite de condenseur.	74
IV.4.3. Influence des températures sur L'exergie détruite de détendeur.....	76
IV.4.4. Influence des températures sur L'exergie détruite d'évaporateur.	79
IV.5. Influence des températures sur le Rendement exérgétique.	81
IV.6. Comparaison de la consommation d'énergie de compresseur	84
IV.7. La classe énergétique	85
IV.7.1. Détermination de la classe énergétique de congélateur 220F avec le fluide R600a	86
IV.8. Conclusion.....	87
Conclusion générale	88

Références bibliographique

LISTE DES TABLEAUX

Tableau	Titre	Page
Tableau II.1	Caractéristiques de la mousse de polyuréthane expansée	14
Tableau II.2	Apports calorifiques de congélateur 220F	21
Tableau III.1	Les propriétés physico-chimique phase liquide de R134a	35
Tableau III.2	Les propriétés physico-chimiques point critiques de R134a	35
Tableau III.3	Les propriétés physico-chimiques point triples de R134a	35
Tableau III.4	Les propriétés physico-chimiques du phase gazeuse de R134a	36
Tableau III.5	Propriétés thermodynamique de R404A	37
Tableau III .6	Caractéristiques de R600a	38
Tableau IV .1	Les classes énergétiques.	85

Nomenclature

Symbole	désignation	Unité
T	Température	K
T_e	Température d'évaporation	K
Q	Quantité de chaleur	W
Q_e	Puissance absorbée par l'évaporateur	KW
Q_c	Rejet de chaleur par le condenseur à l'environnement	KW
cop	Coefficient de performance de la machine	/
Q_f	Puissance frigorifique	W
\dot{m}	Débit du réfrigérant	Kg/s
h	Enthalpie massique	KJ/kg
W_c	Puissance consommée par le compresseur	KW
ΔS_{sys}	Variation entropie du système	KJ/Kg.K
\dot{S}_{in}	Entropie à l'entrée	KJ/Kg.K
\dot{S}_{out}	Entropie à la sortie	KJ/Kg.K
η	Rendement exergétique	/
T_0	Température de référence	K
A_0	Superficie extérieure de la paroi	m^2
A_i	Superficie intérieure de la paroi	m^2
A_m	Superficie moyenne de la paroi	m^2
λ	Conductivité thermique de l'isolant	Kcal/mh°C
tm	Température moyenne des surfaces extérieures et intérieures	°C
C	Constante	/

l_0	Longueur représentatif des parois extérieures	m
l_i	Longueur de toute la circonférence des joints	m
Δt_i	Différence entre les températures intérieures et la température de la surface intérieure	°C
α_0	Transmission thermique de la surface extérieure des parois	kcal/m ² h°C
α_i	Transmission thermique de la surface intérieure des parois	kcal/m ² h°C
KA	Rayonnement thermique	kcal/h°C
Δt	Différence de température, entre celle ambiante et celle à l'intérieur du compartiment.	°C
Q	Perte de chaleur de chaque paroi	kcal/h
Q_T	Pertes totales de chaleur	kcal/h
Q_1	Perte de chaleur de plafond de compartiment de congélation	kcal/h
Q_2	Perte de chaleur de la face arrière de compartiment de congélation	kcal/h
Q_3	Perte de chaleur des faces latérales droite et gauche de compartiment de congélation	kcal/h
Q_4	Perte de chaleur de la face avant de compartiment de congélation	kcal/h
Q_5	Perte de chaleur de joint de compartiment de congélation	kcal/h
Q_6	Perte de chaleur au-dessous de l'armoire de compartiment de congélation	kcal/h
FF	Fluide frigorigène	indice
HP	Haute pression	indice
BP	Basse pression	indice

LISTE DES FIGURES

Figure	Titre	Page
Figure I.1	Schéma de principe d`une machine frigorifique	3
Figure I.2	Système de réfrigération à compression de vapeur	7
Figure I.3	Le cycle frigorifique de référence	8
Figure I.4	Cycle théorique d`une machine frigorifique	10
Figure I.5	Les cycles frigorifiques	11
Figure II.1	Compresseur GL60AA	15
Figure II.2	Evaporateur à plaque	16
Figure II.3	Représentation de cycle sur diagramme (p,h)	17
Figure II.4	Représentation de cycle sur diagramme (T,s)	18
Figure II.5	Dimensionnement des parois et température de chaque partie de compartiment	22
Figure III.1	Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d`évaporation -5°C pour le R134a.	39
Figure III.2	Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d`évaporation -5°C pour le R404A.	39
Figure III.3	Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d`évaporation -5°C pour le R600a.	40
Figure III.4	Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d`évaporation -10°C pour le R134a.	41
Figure III.5	Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d`évaporation -10°C pour le R404A.	41
Figure III.6	Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d`évaporation -10°C pour le R600a.	42
Figure III.7	Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d`évaporation -15°C pour le R134a.	43
Figure III.8	Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d`évaporation -15°C pour le R404A.	43
Figure III.9	Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d`évaporation -15°C pour le R600a.	44
Figure III.10	Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d`évaporation -20°C pour le R134a.	45
Figure III.11	Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d`évaporation -20°C pour le R404A.	45
Figure III.12	Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d`évaporation -20°C pour le R600a.	46
Figure III.13	Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d`évaporation -25°C pour le R134a.	47
Figure III.14	Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d`évaporation -25°C pour le R404A.	47

Figure III.15	Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d'évaporation -25°C pour le R600a.	48
Figure III.16	Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 25°C pour le R134a.	49
Figure III.17	Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 25°C pour le R404A.	49
Figure III.18	Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 25°C pour le R600a.	50
Figure III.19	Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 30°C pour le R134a.	51
Figure III.20	Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 30°C pour le R404A.	51
Figure III.21	Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 30°C pour le R600a.	52
Figure III.22	Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 35°C pour le R134a.	53
Figure III.23	Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 35°C pour le R404A.	53
Figure III.24	Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 35°C pour le R600a.	54
Figure III.25	Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 40°C pour le R134a.	55
Figure III.26	Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 40°C pour le R404A.	55
Figure III.27	Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 40°C pour le R600a.	56
Figure III.28	Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 45°C pour le R134a.	57
Figure III.29	Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 45°C pour le R404A.	57
Figure III.30	Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 45°C pour le R600a.	58
Figure III.31	Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 50°C pour le R134a.	59
Figure III.32	Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 50°C pour le R404A.	59
Figure III.33	Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 50°C pour le R600a.	60
Figure IV.1	Influence des températures sur la puissance frigorifique pour le R134a.	62
Figure IV.2	Influence des températures sur la puissance frigorifique pour le R404A.	63
Figure IV.3	Influence des températures sur la puissance frigorifique pour le R600a.	63
Figure IV.4	Influence des températures sur la puissance de compresseur pour le R134a.	65
Figure IV.5	Influence des températures sur la puissance de compresseur pour le R404A.	66
Figure IV.6	Influence des températures sur la puissance de compresseur pour le R600a.	66
Figure IV.7	Influence des températures sur le COP pour le R134a.	68
Figure IV.8	Influence des températures sur le COP pour le R404A.	69

Figure IV.9	Influence des températures sur le COP pour le R600a.	69
Figure IV.10	Influence des températures sur l'exergie détruite par le compresseur pour le R134a.	71
Figure IV.11	Influence des températures sur l'exergie détruite par le compresseur pour le R404A.	72
Figure IV.12	Influence des températures sur l'exergie détruite par le compresseur pour le R600a.	72
Figure IV.13	Influence des températures sur l'exergie détruite par le condenseur pour le R134a.	74
Figure IV.14	Influence des températures sur l'exergie détruite par le condenseur pour le R404A.	74
Figure IV.15	Influence des températures sur l'exergie détruite par le condenseur pour le R600a.	75
Figure IV.16	Influence des températures sur l'exergie détruite par le détendeur pour le R134a.	76
Figure IV.17	Influence des températures sur l'exergie détruite par le détendeur pour le R404A.	77
Figure IV.18	Influence des températures sur l'exergie détruite par le détendeur pour le R600a.	77
Figure IV.19	Influence des températures sur l'exergie détruite par l'évaporateur pour le R134a.	79
Figure IV.20	Influence des températures sur l'exergie détruite par l'évaporateur pour le R404A.	79
Figure IV.21	Influence des températures sur l'exergie détruite par l'évaporateur pour le R600a.	80
Figure IV.22	Influence des températures sur le rendement exergetique pour le R134a.	81
Figure IV.23	Influence des températures sur le rendement exergetique pour le R404A.	82
Figure IV.24	Influence des températures sur le rendement exergetique pour le R600a.	82
Figure IV.25	Influence des températures d'évaporation sur la puissance compresseur pour les fluide R134a, R404A et R600a.	84
Figure IV.26	Indice d'efficacité énergétique pour les fluides R134a et R600a.	87

Introduction générale

L'évolution des machines frigorifiques à usage domestique incite les entreprises spécialisées dans le domaine de froid, à améliorer leurs produits pour satisfaire la demande d'un marché qui va correspond.

Dans notre pays, pour répondre à ce besoin, l'entreprise nationale des industries de l'électroménager ENIEM compte élargir sa gamme de produits, en lançant l'étude sur amélioration de la classe énergétique de ses produits.

C'est dans cette optique que l'on nous a proposé d'étudier en collaboration avec l'équipe de la structure développement d'ENIEM, le congélateur verticale 220F actuellement commercialisé.

L'objectif de cette étude est d'améliorer l'indice d'efficacité énergétique de ce congélateur avec le moindre coût d'investissement possible. L'étude se basera sur un modèle existant et sur lequel des améliorations seront apportées.

Pour mener cette étude, on a réparti notre travail en quatre chapitres :

D'abord on commence par la présentation de l'entreprise ENIEM.

Dans le premier chapitre, on rappelle les notions sur les machines frigorifiques.

Quant au deuxième chapitre on fera la présentation de produit concerné.

Au troisième chapitre on exposera la comparaison entre les fluides frigorigènes R134a, le R404A et le R600a et leurs caractéristiques.

Et au dernier chapitre, on exposera les résultats entre le produit fonctionnant avec le R134a, le R404A et le R600a.

On terminera par une conclusion générale que conclue le fluide frigorigène à utiliser pour l'amélioration de notre produit.

I.1.Introduction

Fournir du froid à un milieu, c'est lui extraire de la chaleur ce qui se traduit par un abaissement de sa température et aussi bien souvent par des changements d'états: condensation, solidification,...etc.

L'échange de chaleur s'effectue spontanément dans un sens parfaitement déterminé, de la source chaude vers la source froide ; c'est la transformation irréversible. « La chaleur ne peut passer spontanément d'un corps froid vers un corps chaud », c'est l'énoncé de CLAUSIUS du second principe de thermodynamique.

La température absolue de la source froide est T_e , et la chaleur transférée à partir de la source froide est l'effet de réfrigération (charge de réfrigération Q_e). De l'autre côté, le rejet de la chaleur à la température T_c est Q_c). Les deux effets sont accomplis par le travail (W). Pour des opérations continues, la première loi de la thermodynamique est appliquée au système.

Lorsque le but recherché est l'extraction de chaleur à un corps, ou un milieu pour le refroidir ou le maintenir à une température inférieure à celle d'ambiance, c'est-à-dire lorsqu'il s'agit de produire du froid, le système thermodynamique qui effectue cette opération prend naturellement le nom de machine frigorifique.

La réfrigération est l'un des processus thermiques les plus importants dans diverses applications pratiques. Dans ces systèmes, le réfrigérant est employé pour transférer la chaleur.

I.2.Définition de circuit frigorifique

Le circuit frigorifique est un réseau à l'intérieur d'une machine frigorifique composé de tous les éléments techniques générant du froid.

Le circuit frigorifique est généralement constitué de liaisons de fluide frigorigène et des équipements frigorifiques tels le compresseur, le condenseur, l'évaporateur et le détendeur.

Le circuit frigorifique est souvent attribué à la climatisation et la réfrigération. [1]

Les schémas de principe de son fonctionnement est présenté par la figure(I.1).

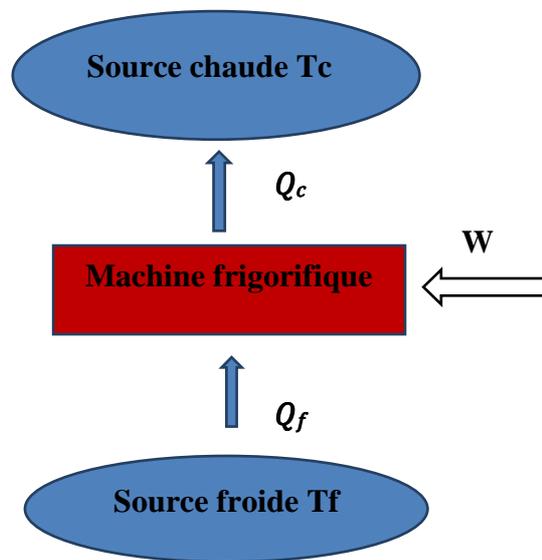


Figure I.1 : schéma de principe d'une machine frigorifique.

I.3. Les composants d'un système de réfrigération

Il y a plusieurs composants mécaniques nécessaires pour un système de réfrigération. Nous allons baser notre travail sur les composants les plus essentiels au fonctionnement d'un système de réfrigération à compression de vapeur qui sont : compresseur, condenseur, évaporateur et détendeur.

I.3.1. Compresseur

Le compresseur a pour fonction de comprimer le fluide frigorigène d'un niveau de pression d'évaporation faible à un niveau de pression de condensation élevée. Il doit en effet garantir le débit de transport nécessaire (débit massique du fluide frigorigène) pour la puissance frigorifique requise.

Il a également pour tâche d'aspirer hors du condenseur le fluide frigorigène évaporé.

D'un autre point de vue le compresseur sépare le côté basse pression du côté haute pression du système, et il a deux buts principaux :

- Eliminer la vapeur de l'évaporateur pour maintenir un bas point d'ébullition dans l'évaporateur.
- Comprimer la vapeur réfrigérante à basse température dans un petit volume, créant une haute température et une vapeur surchauffée à haute pression.

On attend d'un compresseur qu'il réponde aux exigences suivantes :

- Fiabilité élevée.
- Longue durée de vie.
- Opération silencieuse.

Critères de choix du compresseur

- Capacité de réfrigération.
- Débit volumétrique.
- Rapport de compression.
- Propriétés thermiques et physiques du réfrigérant. [1]

I.3.2. Condenseur

Le condenseur a pour fonction de transporter et d'expulser la chaleur hors du circuit du fluide frigorigène pour ne pas l'absorber. Cette chaleur est cédée à l'air. La température de condensation doit toujours être supérieure à la température d'entrée de l'air ambiant.

Le fluide frigorigène est condensé à une température située au-dessus de la température ambiante (pression plus élevée). Lors de ce processus, toute la chaleur absorbée dans l'évaporateur et le compresseur est cédée à l'environnement.

Le choix du type de condenseur n'est pas facile et dépend des critères suivants :

- Chaleur rejetée par le condenseur.
- La température et la pression de condensation.
- Les débits du réfrigérant et du liquide réfrigérant.
- La température de conception pour l'eau et/ou l'air.

Les condenseurs les plus courants sont généralement de deux types, comme suit

- Condenseurs refroidis à l'eau.
- Condenseurs refroidis à l'air.

Le type de condenseur choisi dépend en grande partie des considérations suivantes :

- Grandeur de la charge de refroidissement
- Réfrigération utilisée [1]

I.3.3. Evaporateur

L'évaporateur peut être considéré comme point de capture de la chaleur dans un système de réfrigération, il a pour fonction de prélever la chaleur à son environnement et de la céder au fluide frigorigène. La température d'évaporation doit être située lors de ce processus au-dessous de la température ambiante. Le flux de chaleur généré entre l'évaporateur et le milieu ambiant, grâce à la différence de température, entraîne dans l'évaporateur une évaporation du fluide frigorigène.

Ils sont divisés en deux catégories :

a- Evaporateur à refroidissement direct à air frais.

b- Evaporateur à refroidissement indirect à liquide qui refroidit alternativement le produit. [1]

I.3.4. Détendeur

Il permet de détendre le fluide frigorigène et de l'amener de la pression de condensation à la pression d'évaporation. Ce dernier organe boucle ainsi le cycle du circuit frigorigène. Une partie du fluide frigorigène s'évapore lors de cette opération et prélève de la chaleur à la partie encore liquide.

Lors de ce processus, le liquide frigorigène est refroidi à la température d'évaporation. Il permet aussi de régler l'écoulement du liquide réfrigérant à l'évaporateur. [1]

Remarque :

En effet, en plus des quatre principaux éléments qui sont le compresseur, le condenseur, le détendeur et l'évaporateur, une machine peut également comporter les éléments suivants :

- Un sous-refroidisseur est un échangeur placé à la sortie du condenseur qui cède de la chaleur à une source de température intermédiaire entre celle de la source chaude et celle de la source froide. Cet élément améliore la performance du système.
- Un surchauffeur est un échangeur placé à la sortie de l'évaporateur, qui permet la surchauffe du gaz avant l'aspiration du compresseur. Cette surchauffe est assurée par le sous refroidissement du liquide chaud sortant du condenseur.

I.4. Cycles et systèmes de réfrigération**I.4.1. Introduction**

La réfrigération est employée dans l'industrie pour le refroidissement et la congélation des produits, maintient des conditions environnementales etc. Le nombre de différentes applications est énorme et elles consomment une quantité importante d'électricité. Dans quelques secteurs, en particulier alimentation, boisson et produits chimiques, il représente une proportion significative de coûts énergétiques d'emplacement global (environ 90% dans le cas de quelques équipements d'entreposage au froid).

Actuellement, l'industrie de réfrigération a un besoin urgent de :

- Information technique sur le système de réfrigération, composants des systèmes, aspects techniques et opérationnels d'un tel système et de ses composants.
- Procédures pour l'analyse énergétique et exégétique des systèmes de réfrigération pour la conception et l'optimisation du système.
- Application des techniques optimales de réfrigération.
- Techniques pour la mesure et l'évaluation de la performance des composants. [3]

I.4.2. Système de réfrigération à compression de vapeur

En pratique, les systèmes de réfrigération à compression de vapeur sont généralement les plus utilisés et chaque système utilise un compresseur. Dans un cycle de réfrigération de base à compression de vapeur quatre processus thermiques principaux ont lieu comme suit :

- ✦ Evaporation
- ✦ Compression
- ✦ Condensation
- ✦ Détente

- **Evaporation**

L'évaporation est accomplie par l'absorption d'une quantité considérable de chaleur sans changement de température. Les réfrigérants s'évaporent à n'importe quelle température avec un grand taux d'évaporation se produisant à des températures élevées. Les gaz évaporés exercent une pression appelée «pression d'apport». Comme la température du liquide augmente, il y'a une plus grande perte du liquide à sa surface ce qui augmente la pression de la vapeur.

Dans l'évaporateur d'un système de réfrigération, une vapeur réfrigérante à basse pression est mise en contact avec le milieu ou la matière à refroidir, absorbe la chaleur et par conséquent des ébullitions produisent une vapeur saturée à basse pression. [3]

- **Compression**

Le travail du compresseur soulève la pression de la vapeur réfrigérante obtenue à partir de l'évaporateur. L'addition de la chaleur peut jouer un rôle en soulevant la pression. L'augmentation de la pression du fluide frigorigène soulève la température d'ébullition et de condensation du réfrigérant.

- **Condensation**

Ce dispositif est utilisé pour l'échange thermique, il transforme la vapeur en liquide en extrayant la chaleur pour ne pas l'absorber. Le condenseur change l'état de la vapeur réfrigérante surchauffée de nouveau dans un liquide. Ceci est fait en élevant la pression ce qui soulève le point d'ébullition du réfrigérant et enlève assez de chaleur pour condenser le réfrigérant de nouveau dans un liquide.[1]

- **Détente**

Le liquide réfrigérant condensé est renvoyé au commencement du cycle suivant. Le détendeur est utilisé pour réduire la pression du liquide réfrigérant au niveau de basse pression et la température d'ébullition du réfrigérant est plus élevée que la température de la source de chaleur. [1]

La figure I.2 montre le schéma d'un système de réfrigération à compression de vapeur

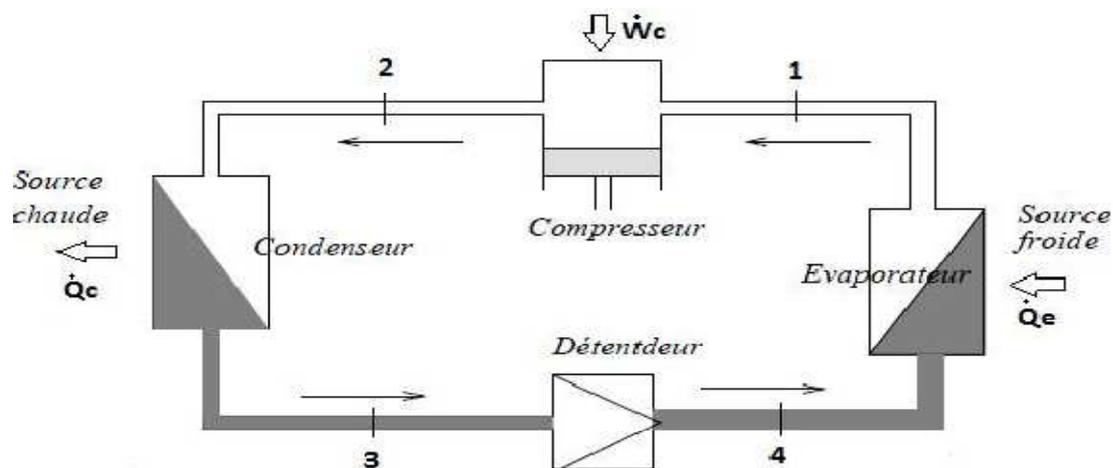


Figure I.2 : Système de réfrigération à compression de vapeur.

I.4.3. Cycle d'une machine frigorifique

Par définition un cycle en physique est une évolution d'un système au terme de laquelle il revient à son état initial. Ceci suppose que la transformation s'accompagne d'une variation selon la loi générale de la physique des corps impliqués. Le cas le plus simple et le plus courant est celui où le système ne contient qu'un seul corps (fluide pur) ou composant simple assimilable à un corps pur (mélange azéotropique).

Le calcul d'une machine frigorifique s'effectue sur la base du tracé du cycle frigorifique de la machine.

Les principaux paramètres permettant d'effectuer le tracé de ce cycle frigorifique sont les suivants :

- ❖ La température de condensation (pression de condensation).
- ❖ La température d'évaporation (pression d'évaporation)
- ❖ La surchauffe des vapeurs de fluide frigorigène à la sortie de l'évaporateur.
- ❖ Le sous-refroidissement du fluide frigorigène liquide à la sortie du condenseur.

Le régime de fonctionnement d'une machine frigorifique est défini par :

- ❖ La température de condensation.
- ❖ La température d'évaporation.

I.4.3.1. Cycle frigorifique de référence

Les différentes évolutions du fluide frigorigène dans la machine frigorifique sont représentées sur le diagramme enthalpique, il s'agit du cycle frigorifique de la machine communément appelé cycle de référence ou cycle pratique par les frigoristes.

Le fluide frigorigène (FF) circulant dans le circuit frigorifique suit les évolutions suivantes :

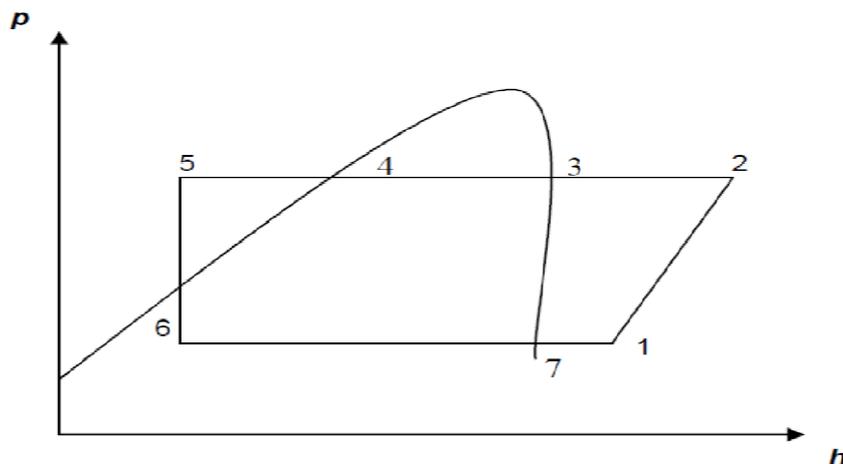


Figure I.3 : Le cycle frigorifique de référence.

- ❖ Entre 1 et 2 : compression des vapeurs de FF qui passent d'un niveau de basse pression (BP) à un niveau de haute pression (HP).
- ❖ Entre 2 et 3 : désurchauffe des vapeurs de FF (HP).
- ❖ Entre 3 et 4 : condensation des vapeurs de FF (HP) qui deviennent du FF liquide (HP).
- ❖ Entre 4 et 5 : sous refroidissement du FF liquide (HP).
- ❖ Entre 5 et 6 : détente du FF liquide (HP) qui devient un mélange de liquide (BP) et d'une faible quantité de vapeurs (BP).
- ❖ Entre 6 et 7 : évaporation du FF liquide (BP) qui devient des vapeurs de FF (BP).
- ❖ Entre 7 et 1 : surchauffe des vapeurs de FF (BP).

Le cycle frigorifique de référence (cycle pratique) permet d'effectuer l'étude et le dimensionnement des machines frigorifiques avec une précision acceptable.

En pratique, ce cycle est tracé sur les bases suivantes :

- Compression isentropique.
- Détente isenthalpique.
- Surchauffe de 5°C (pour étude de conception).
- Sous-refroidissement de 5°C (pour étude de conception).

Le cycle frigorifique de référence (cycle pratique) permet de s'affranchir des cycles frigorifiques proposés par la théorie de la thermodynamique appliquée à savoir :

- Le cycle théorique.
- Le cycle parfait.
- Le cycle réel.

Néanmoins, ces cycles présentent un grand intérêt pour l'étude théorique des systèmes thermodynamiques.

I.4.3.1.1. Le cycle théorique

Ce cycle qui est représenté par les points 1-2-3-4-5 est établi sur la base suivante :

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

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

- Compression isentropique du FF vapeur entre les points 1 et 2.
- Condensation isothermique entre les points 2 et 4.
- Détente isenthalpique entre les points 4 et 5.
- Évaporation isothermique entre les points 5 et 1.

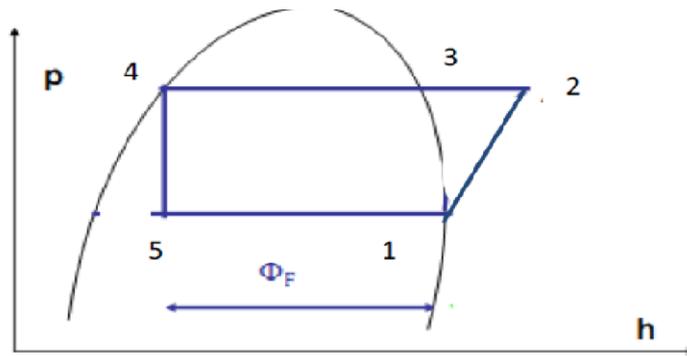


Figure I.4 : Cycle théorique d'une machine frigorifique.

I.4.3.1.2. Cycle parfait

Ce cycle qui est représenté par les points 1'-2'-3'-4' est établi sur la base suivante :

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

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

- ❖ Compression isentropique entre les points 1' et 2'.
- ❖ Condensation iso thermique entre les points 2' et 3.
- ❖ Sous-refroidissement du FF à la sortie du condenseur entre les points 3 et 3'.
- ❖ Détente isenthalpique entre les points 3' et 4'.
- ❖ Evaporation isothermique entre les points 4' et 1.
- ❖ Surchauffe du FF à la sortie de l'évaporateur entre les points 1 et 1'

I.4.3.1.3. Cycle réel

Ce cycle qui est représenté par les points 1''-2'''-3'-4' est établi sur la base suivante.

- La compression est poly tropique, le point 1' se translate au point 1'' (l'intégralité du travail de compression n'est pas transmise au FF à cause des échanges thermiques entre le système et le milieu extérieur).
- Le point 2' devient 2''' pour tenir compte de :
 - L'énergie perdue (notion de rendement indiqué).
 - Pertes mécaniques.

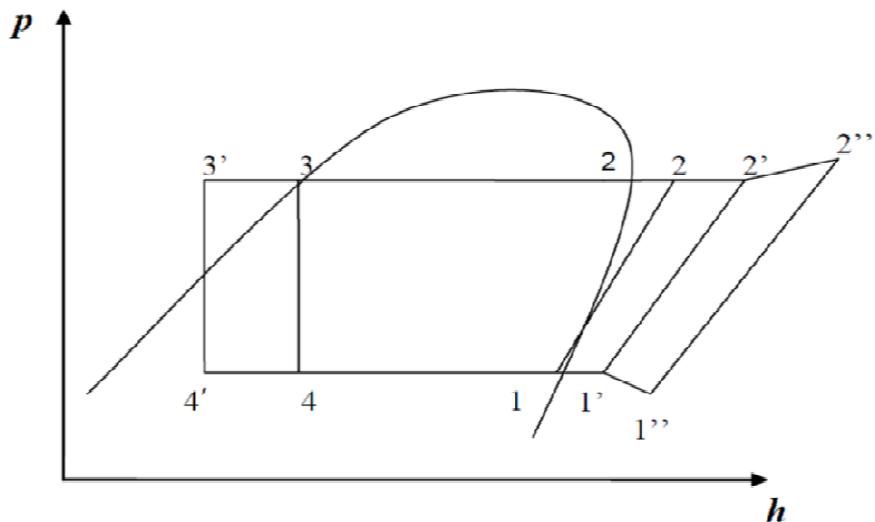


Figure I.5 : Les cycles frigorifiques.

I.5.COP d'une machine frigorifique

La machine frigorifique est énergétiquement efficace si elle demande peu d'énergie pour atteindre les performances souhaitées, son efficacité est quantifiée par le COP, coefficient of Performance, Ce coefficient est défini comme le rapport entre la quantité de chaleur Q_f absorbée par l'évaporateur et l'équivalence calorifique d'énergie totale absorbée par cette machine.[3]

$$\text{COP} = \frac{\text{chaleur prélevée à la source froid}}{\text{travail fourni}}$$

Le première principe de la thermodynamique permet d'écrire pour un système réversible dont la température des deux sources sont constante ;

$$W + Q_f = Q_c \quad [I.1]$$

$$D'où : W = Q_c - Q_f$$

Le second principe de la thermodynamique permet d'écrire pour ces mêmes systèmes :

$$\frac{Q_f}{T_f} - \frac{Q_c}{T_c} = 0 \quad [I.2]$$

T_f : est la température de source froide.

T_c : est la température de source chaude.

A partir de la relation (I-2) et (I-1) on aboutit à :

$$\text{COP ideal} = \frac{Q_f}{W} = \frac{T_f}{T_f - T_c} \quad [I.3]$$

Le rendement frigorifique est alors défini par :

$$H_{Th} = \frac{c_{opth}}{c_{opideal}} \quad [I.4]$$

I.6. Conclusion

La machine frigorifique à compression de vapeur se compose de quatre organes principaux: le compresseur qui est le cœur battant de l'installation, le condenseur, l'évaporateur et le détendeur.

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

II.1.Présentation de l'appareil

Le congélateur vertical 220F, est une machine frigorifique à compression de vapeur, utilisée dans le domaine ménager, il assure la congélation des denrées alimentaires, il est désigné par une seule porte bombée et sept tiroirs.[5]

- **Dimensions de l'appareil :** (H*P*L) [mm] :
Sans emballage : 1488*648*590.
Avec emballage : 1524*807*658.
- **Poids net :** 70 kg.

II.2.Description de l'appareil

L'armoire est constituée de deux cuves, une cuve intérieure et une cuve extérieure, séparées par une couche d'isolant (polyuréthane expansée). [5]

II.2.1. La cuve intérieure

La contre porte est en matière plastique de type HIS (higt impact styrène) réalisée par thermoformage.[5]

II.2.2.La cuve extérieure

Elle est constituée par une tôle métallique lisse, portée dans les meilleures conditions aux opérations de découpage, de pilage, de soudage, d'un traitement chimique de protection...etc.revêtue d'une couche de poudre blanche.[5]

II.2.3.L'isolant

Pour qu'un matériau soit « isolant », donc mauvais conducteur de la chaleur, il faut que ce matériau soit constitué par un grand nombre de cellule fermée contenant de l'air sec au repos ou d'autre gaz à très faible coefficient de conductibilité, tel que le R113 ou R11,joue le rôle d'un agent d'expansion.

Les matériaux isolants sont pratiquement non hygroscopiques, car si le matériau est hygroscopique, l'absorption de la vapeur d'eau augmentera sa masse volumique et diminuera son pouvoir isolant.[5]

II.2.3.1. Caractéristiques générales des isolants

Les matériaux isolants doivent posséder un certain nombre de qualité :

- Léger et non hygroscopique.
- Non toxique.
- Inodore, afin de ne pas donner l'odeur aux denrées conservées.
- Inflammable et ignifuge (qui rend incombustible).
- Résistance à la pression et au choc (charge au sol de chambre froide). [6]

II.2.3.2. Les isolants utilisés dans l'industrie :

- Le liège.
- La fibre de verre.
- Polystyrène expansé.
- Verre cellulaire.
- La mousse polyuréthane. [6]

II.2.3.3. La mousse rigide de polyuréthane : [5]

La mousse rigide de polyuréthane est obtenue à partir de la réaction chimique de deux composants liquides iso cyanate et polyol en présence de catalyseur comme agent gonflant.

Cette mousse a des cellules fermées, le pourcentage de celle-ci par rapport au nombre totale de cellules dépend de la densité de la mousse obtenue ainsi que la nature de l'agent gonflant utiliser.

Les caractéristiques de la mousse de polyuréthane sont données dans le tableau suivant :

Caractéristique	Grandeur
Densité	42 kg/m ³
Résistance	1,8 – 2 g/cm ²
Conductivité thermique moyenne	0 ,0215 w /m .K

Tableau II .1 : Caractéristique de la mousse de polyuréthane expansée.

II.3.Description des composants principaux du congélateur 220F

II.3.1.Le compresseur :

C'est un mono compresseur hermétique, de type alternatif à piston, dont la partie moteur et la partie compression sont confinées dans une cloche hermétique non démontable. La partie électrique est refroidie par la vapeur de basse pression BP, lors de fonctionnement de compresseur. De l'extérieur il dispose généralement d'un bornier de raccordement électrique ainsi que de trois orifices :

1. Un orifice de charge : vidange pour le fluide frigorigène à basse pression.
2. Un orifice d'aspiration : aspiration de fluide à basse pression.
3. Un orifice de refoulement : refoulement de fluide à haute pression.



Figure. II.1 : Compresseur GL60AA

Il a les caractéristiques suivantes :[5]

- Type de compresseur : GL60AA.
- Refroidissement à huile.
- La charge d'huile : 265 cm³.
- La tension 220 V / fréquence 50Hz.
- Puissance 1/6 ch.

II.3.2.Le condenseur :

C'est un échangeur de chaleur de type à circulation, constitué d'un serpentin en tube d'acier, soudé sur un treillis de fils métallique de diamètre de 1,6 mm, il est placé verticalement derrière l'armoire frigorifique sert à assurer le passage de flux thermique constant de fluide frigorigène au milieu extérieur.

- Nombre de Fils : 120
- Diamètre de tubes : 4.76 mm.

II.3.3.L'évaporateur :

L'évaporateur à plaque est fabriqué à partir de tôle d'aluminium suivant le procédé «ROOL BOND», on dépose sur la surface de la tôle une pate antiadhésive selon le tracé du circuit de fluide frigorigène, on lamine cette tôle avec une tôle semblable, puis le circuit est gonfler à l'air comprimer, l'ensemble est ensuite cisailé au cotes définitives, nettoyé, dégraissé et oxydé, peint ou vernit pour la résistance à la corrosion.

Les tôles sont pliées pour avoir la taille de l'évaporateur désirée.



Figure. II.2 : Evaporateur à plaque.

II.3.4.Le détendeur :

De diamètre 19.31 mm avec un tube capillaire, en cuivre de diamètre intérieur 2.21 mm sa longueur est de 2.71 m.

II.4.Fluide frigorigère :

II.4.1.Changement d'état du fluide frigorigère :

Le fluide frigorigère utiliser est le R134a, les transformations subies par le fluide frigorigère au cours d'un cycle sont représentées sur les figures(II.3) et (II.4) :

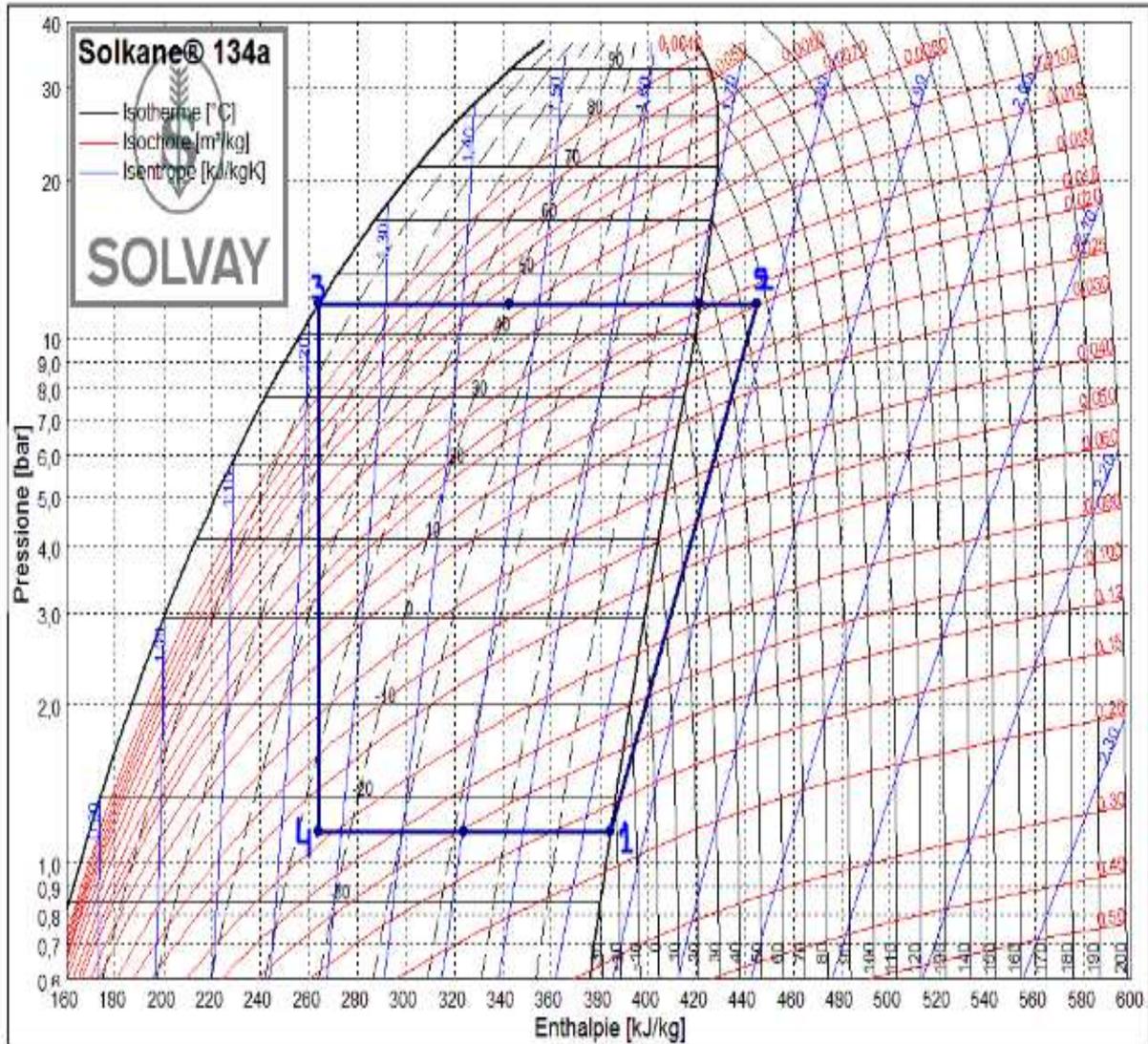


Figure II.3 : représentation de cycle sur diagramme (p,h).[7]

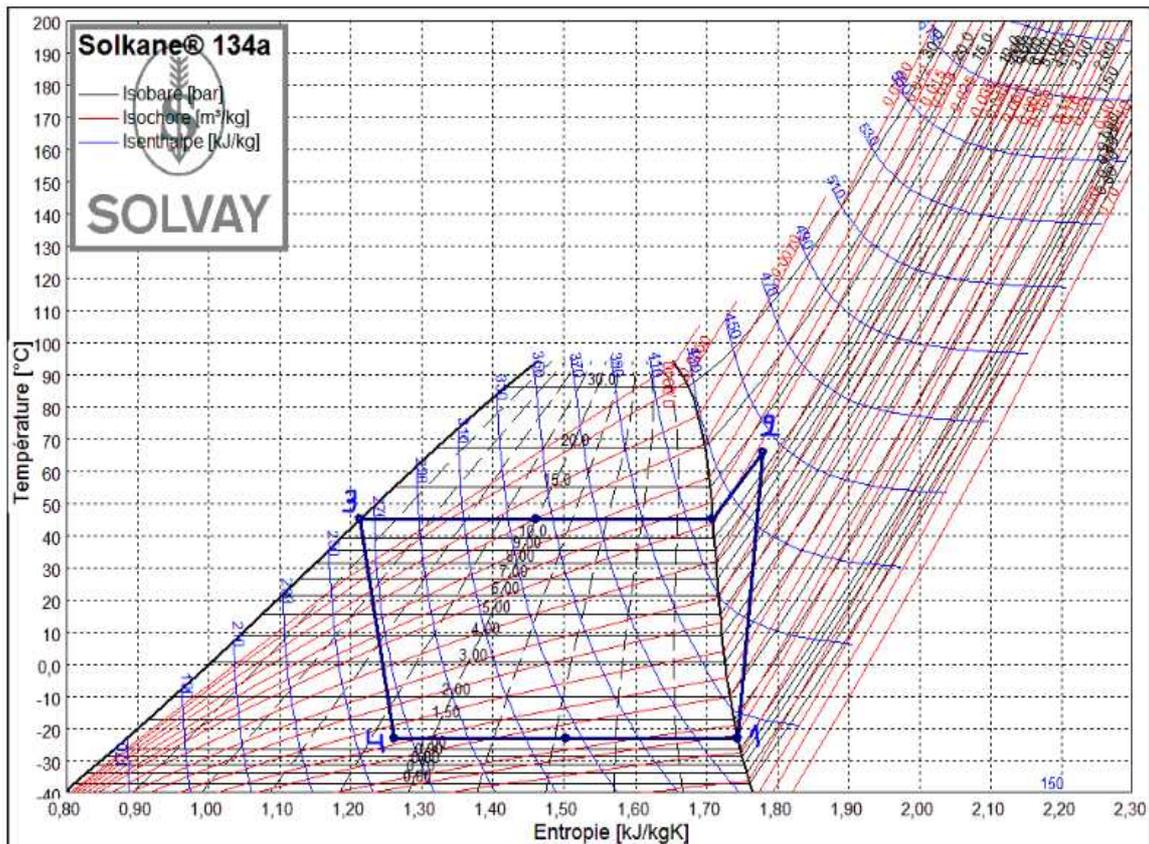


Figure II.4 : représentation de cycle sur le diagramme(T,S). [7]

• Evolution 1-2

Le compresseur aspire les vapeurs provenant de l'évaporateur, et les comprime de la pression d'évaporation à la pression de condensation. Le travail fourni au compresseur est égal à la différence des enthalpies de fluide entre le point de refoulement et le point d'aspiration.

$$W = h_2 - h_1 \quad [II.1]$$

• Evolution 2- 3

Les vapeurs comprimées à température élevée pénètrent dans le condenseur, après la désurchauffe des vapeurs refoulées, elles sont condensées à température constante. La chaleur de désurchauffe et la chaleur latente de condensation sont enlevées par le médium de condensation (air).

La quantité de chaleur à évacuer au condenseur est égale à celle absorbée à l'évaporateur augmentée du travail de compression.

$$Q_C = Q_E + W = h_2 - h_3 \quad [\text{II.2}]$$

- **Evolution 3- 4**

Le fluide frigorigène entre dans le détendeur et subit une chute de pression, ceci provoquant d'une part, la vaporisation partielle de ce fluide et d'autre part, le refroidissement jusqu'à atteindre la température de vaporisation de fluide restant. La détente du fluide est une détente isenthalpique.

$$h_3 = h_4 [\text{II.3}]$$

- **Evolution 4- 1**

Le mélange liquide vapeur provenant du détendeur se vaporise totalement dans l'évaporateur par le phénomène d'ébullition à la température de saturation de la vapeur du fluide, la pression des vapeurs étant maintenues constante pendant toute l'ébullition, cette vaporisation du fluide frigorigène provoque une absorption de la chaleur.

$$Q_E = h_1 - h_4 \quad [\text{II.4}]$$

Sur le diagramme (h. log P), on lit les valeurs d'enthalpies correspondant aux différents points :

$$\begin{aligned} h_1 &= 384.69 && \text{kJ /kg} \\ h_2 &= 444.79 && \text{kJ /kg} \\ h_3 &= h_4 = 263.9 && \text{kJ /kg} \end{aligned}$$

La quantité de chaleur absorbé par l'évaporateur est égale à :

$$Q_E = 120.79 \text{ kJ /kg}$$

La quantité de chaleur cédée par le condenseur est égale à :

$$Q_C = 170 \text{ kJ /kg}$$

L'équivalent calorifique fourni au compresseur est égal à :

$$W = 60.1 \text{ kJ /kg}$$

II.5. Les besoins frigorifique du congélateur 220F :

Les besoins frigorifique équivalent aux déperditions du flux entrant par les parois qui reformant un isolant de la mousse de polyuréthane, et par le joint de compartiment de congélation. Pour assurer la longévité du matériel et la bonne tenue de l'installation.

II.5.1. Conditions de fonctionnement : [5]

- Température ambiant : 35°C
- Température moyenne dans le compartiment de congélation : -23°C
- Température à l'intérieur de chaque évaporateur :
 - ✓ Premier évaporateur : - 26°C
 - ✓ Deuxième évaporateur : -23°C
- Température de condensation : 45°C
- Température d' derrière l' armoire : 40°C
- Température du dessous de l' armoire : 37°C

II.5.2. Les pertes de chaleur :

Les pertes de chaleur est le produit de rayonnement thermique et la différence de température, entre celle ambiante et celle à l'intérieur du compartiment.

$$Q_T = \sum KA. \Delta t$$

[II.5]

II.5.2.1 : Les pertes de chaque paroi :

Les déperditions de chaque de paroi de congélateur 220F sont données dans le tableau suivant [5] :

Symbole	Unités	Congélateur 220F					
		Q1	Q2	Q3	Q4	Q5	Q6
/	/						
A_0	m^2	0.3334	0.6390	0.7076	0.7747	/	0.4160
A_i	m^2	0.2312	0.4485	0.5624	0.5560	/	0.2966
A_m	m^2	0.2023	0.5438	0.6350	0.6650	/	0.3563
λ	kcal/mh°C	0.0166	0.01686	0.01666	0.01660	/	0.01670
t_m	°C	5.5	8.0	5.5	5.5	/	6.5
C	constante	0.5	1.17	1.17	1.17	/	1.13
l_0	m	0.5775	1.0830	1.3150	1.3130	3.7360	0.6475
Δt_0	°C	2.5	2.5	2.5	2.5	/	2.5
l_i	m	0.4810	0.9603	1.1923	1.1923	/	0.5510
Δt_i	°C	1.5	1.5	1.5	1.5	/	1.5
α_0	kcal/ m ² h°C	5.97	6.69	6.62	6.62	/	6.83
α_i	kcal/ m ² h°C	5.91	6.56	6.49	6.49	/	6.70
kA	kcal/h°C	0.072	0.122	0.159	0.165	0.054	0.088
Δt	°C	61.0	63.0	58.0	58.0	58.0	60.0
Q	kcal/h	4.39	7.69	9.22*2	9.57	11.70	5.28
Q_T	kcal/h	57.07					

Tableau II. 2: Apports calorifiques de chaque paroi.

$Q_T=57.07\text{kcal/h}$

Puissance frigorifique effective : $Q_0 = 126 \text{ kcal / h}$

II.5.3. Débit théorique de fluide frigorigène :

Le débit théorique du fluide frigorigène est donné par le rapport de la puissance frigorifique effective Q_0 par la quantité de chaleur soutiré de l'évaporateur.

On a:

$$\dot{m} = \frac{Q_0}{Q_E} \quad [\text{II.6}]$$

AN:

$$Q_E = 120.79 \text{ kJ/kg} \quad Q_0 = 126 \text{ kcal/h}$$

$$\dot{m} = \frac{0.146}{120,79}$$

D'Où :

$$\dot{m} = 0.0012 \text{ kg/s}$$

II.6. Analyse énergétique et entropique des composants

II.6.1. Analyse énergétique et entropique de Compresseur (1-2) :

C'est l'organe principal de la machine frigorifique à compression de vapeur, il assure l'augmentation de la pression de la basse pression à la haute pression.

En régime permanent le bilan énergétique s'écrit :

- Bilan énergétique

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}h_1 + \dot{W} = \dot{m}h_2 \quad [\text{II.7}]$$

$$\dot{W} = \dot{m} (h_2 - h_1)$$

On a:

$$\dot{m} = 0.0012 \text{ kg/s}$$

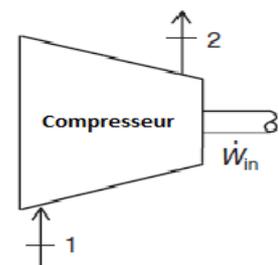
AN:

$$h_1 = 384.69 \text{ kJ/kg} \quad h_2 = 444.79 \text{ kJ/kg}$$

$$W = 60.1 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}h_1 + \dot{W} = \dot{m}h_2 = 0.533 \text{ kW}$$

Donc bilan énergétique de compresseur est satisfait.



- Bilan entropique :

Le bilan entropique est comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{générée} = \Delta \dot{S}_{sys}$$

$$\dot{S}_{générée} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in}$$

$$\dot{S}_{générée} = \dot{m}s_2 - \dot{m}s_1$$

D'où l'entropie générée s'écrit :

$$\dot{S}_{générée} = \dot{m}(s_2 - s_1) \quad [II.8]$$

On a:

$$s_1 = 1.74 \text{ kJ/kg.k}, s_2 = 1.78 \text{ kJ/kg.k}$$

AN:

$$\dot{S}_{générée} = 4.8 \cdot 10^{-5} \text{ kw/k}$$

II.6.2. Analyse énergétique et entropique de condenseur (2-3) :

Dans la machine frigorifique à compression de vapeur le condenseur échange de la chaleur avec le milieu ambiant. Le milieu ambiant peut être l'air extérieur, l'eau d'une rivière, d'un canal, ou bien l'eau en circuit fermée refroidit dans une tour de refroidissement..., ce que nous appellerons fluide de refroidissement; néanmoins, pour assurer le transport de chaleur depuis le fluide frigorigène vers le fluide de refroidissement, la température du condenseur devra être plus élevée que celle de l'ambiance.

Ici aussi il faudra maintenir la différence de température entre le fluide frigorigène et le fluide de refroidissement aussi faible que possible.[3]

- Bilan énergétique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}h_2 = \dot{Q}_c + \dot{m}h_3 \quad [II.9]$$

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_2 - h_3)$$

AN:

On a:

$$h_2 = 444.79 \text{ kJ /kg}$$

$$h_3 = 263.94 \text{ kJ /kg}$$

$$\dot{m}h_2 = \dot{m}h_3 + \dot{Q}_c = 0.54 \text{ kw}$$

Donc bilan énergétique de condenseur est satisfait.

- Bilan entropique :

Le bilan entropique est comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{générée} = \Delta \dot{S}_{sys}$$

$$\dot{S}_{générée} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in}$$

$$\dot{S}_{\text{générée}} = \frac{\dot{Q}_c}{T_c} + \dot{m}s_3 - \dot{m}s_2$$

D'où l'entropie générée s'écrit :

$$\dot{S}_{\text{générée}} = \dot{m}(s_3 - s_2 + \frac{q_c}{T_c}) \quad [\text{II.10}]$$

AN:

$$s_2 = 1.78 \text{ kJ/kg.k}, s_3 = 1.21 \text{ kJ/kg.k}$$

$$\dot{S}_{\text{générée}} = 7 * 10^{-6} \text{ kW/k}$$

II.6.3. Analyse énergétique et entropique détenteur (3-4) :

Supposé parfaitement isoler thermiquement, il maintient la différence de pression entre le condenseur et l'évaporateur et crée la chute de pression.

En appliquant le premier principe de la thermodynamique au système constitué pour le détenteur [3], on a :

- **Bilan énergétique :**

$$\dot{m}h_3 = \dot{m}h_4 \text{ D'où } h_3 = h_4 [\text{II.11}]$$

Donc bilan énergétique de détenteur est satisfait.

- **Bilan entropique :**

Le bilan entropique est comme suit :

$$\dot{S}_{\text{in}} - \dot{S}_{\text{out}} + \dot{S}_{\text{générée}} = \Delta \dot{S}_{\text{sys}}$$

$$\dot{S}_{\text{générée}} = \dot{S}_{\text{out}} - \dot{S}_{\text{in}}$$

$$\dot{S}_{\text{générée}} = \dot{m}s_4 - \dot{m}s_3$$

D'où l'entropie générée s'écrit :

$$\dot{S}_{\text{générée}} = \dot{m}(s_4 - s_3) \quad [\text{II.12}]$$

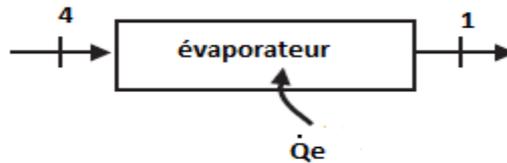
AN:

$$s_3 = 1.21 \text{ kJ/kg.k}, s_4 = 1.26 \text{ kJ/kg.k}$$

$$\dot{S}_{\text{générée}} = 4,68 * 10^{-4} \text{ kW/k}$$

III.4. Analyse énergétique et entropique Évaporateur (4-1) :

Dans l'évaporateur un débit de fluide frigorigène, introduit à l'état liquide dans la section d'entrée, il y reçoit un flux de chaleur qui permet l'évaporation du fluide; les vapeurs produites sont extraites vers la section de sortie afin d'y maintenir la pression constante. [3]



- **Bilan énergétique :**

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}h_4 + \dot{Q}_e = \dot{m}h_1$$

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_1 - h_4)$$

On à:

$$h_1 = 384.47 \text{ kJ/kg} \quad h_4 = 263.90 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}h_4 + \dot{Q}_e = \dot{m}h_1 = 0.46 \text{ kW}$$

Donc bilan énergétique de l'évaporateur est satisfait.

- **Bilan entropique :**

Le bilan entropique est comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{générée} = \Delta \dot{S}_{sys}$$

$$\dot{S}_{générée} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in}$$

$$\dot{S}_{générée} = \dot{m}s_1 - \dot{m}s_4 - \frac{\dot{Q}_e}{T_e}$$

$$\dot{S}_{générée} = \dot{m}(s_1 - s_4 + \frac{q_e}{T_e})$$

AN:

$$\dot{S}_{générée} = 1,2 * 10^{-3} \text{ kW/k}$$

L'entropie de système est donnée par :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{générée} = \Delta \dot{S}_{sys}$$

$$\Delta \dot{S}_{sys} = 1,73 * 10^{-3} \text{ kW/k}$$

II.7.Coefficient de performance :

On définit l'efficacité d'une machine frigorifique comme étant le rapport entre le flux froid produit et l'énergie mécanique fournie à la machine, souvent appelé coefficient de performance **COP**. [3] il est donné par la relation suivante :

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_c}$$

Donc le cop pour le congélateur 220F est de 1.99.

III.1. Introduction

Les systèmes frigorifiques nécessitent pour leur fonctionnement, l'utilisation de fluides frigorigènes, qui ont généralement des impacts néfastes pour l'environnement.

Les **chlorofluorocarbures (CFC)**, ainsi que les **hydrochlorofluorocarbures (HCFC)**, considérés jusqu'aux années 80 comme des réfrigérants « miracles » en raison de leurs excellentes propriétés physiques, ne peuvent plus être utilisés en raison de leur capacité de destruction de la couche d'ozone stratosphérique.

Des travaux sont menés aujourd'hui pour pallier ce problème en suivant deux voies parallèles. Dans la première, on cherche à maintenir la technologie conventionnelle et à trouver des nouveaux fluides frigorigènes moins polluants comme le gaz carbonique, le propane, le butane, etc.

La deuxième consiste à réaliser une rupture technologique et à trouver des nouveaux moyens permettant de réaliser des systèmes à haute efficacité énergétique tout en ayant un impact environnemental faible.

Les mesures de réduction du risque peuvent se faire soit au niveau de la réduction des effets notamment avec la substitution des réfrigérants (recherche de frigorigènes sans effet sur la couche d'ozone et sans effet de serre) et aussi au niveau de l'exposition (réduction des fuites) ou encore sur la mise au point et développement d'autres systèmes frigorifiques.

III.2. Généralité**III.2.1. Définition de fluide frigorigène**

Un fluide frigorigène est une substance qui évolue dans le circuit d'une machine frigorifique et qui grâce à un phénomène endothermique consistant en un changement d'état faisant passer la substance de l'état liquide à l'état gazeux dans un évaporateur, permet de produire du froid par retrait de chaleur, celle-ci étant évacuée hors de la machine par un phénomène exothermique consistant en un changement d'état inverse du précédent. C'est-à-dire faisant passer la substance de l'état gazeux à l'état liquide. [3]

Dans un circuit frigorifique, le fluide frigorigène véhicule deux éléments :

- Les calories, Celles-ci sont captées au niveau de l'évaporateur et du compresseur. Elles sont ensuite évacuées au niveau du condenseur.
- L'huile du compresseur, ou encore appelé cum (en anglais). En effet, l'huile du compresseur est utile pour les autres organes du circuit frigorifique afin d'améliorer l'étanchéité du circuit.

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

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

III.2.2. Différentes catégories des fluides frigorigènes

On distingue parmi les gaz réfrigérants des différentes catégories de molécules :

- les chlorofluorocarbures (CFC)
- les hydro chlorofluorocarbures (HCFC)
- les hydrofluorocarbures (HFC)
- les per fluorocarbures (PFC) ou hydrocarbures perfluorés.
- les hydrocarbures sont des composés organiques ne faisant pas partie des catégories précédemment citées.
- les composés inorganiques comme l'ammoniac.
- le CO_2 , abandonné lors de la découverte des gaz fluorés et de leurs propriétés, mais il est de nouveau utilisé aujourd'hui.

III.2.3. 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 :

- Les composés inorganiques
- Les composés organiques

III.2.3.1. Les 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 »).

Autres exemples de composés inorganiques :

L'eau (H_2O) : R718

Le dioxyde de carbone (CO_2) : R744

III.2.3.2. Les composés organiques

Les composés organiques sont des dérivées 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

A / Les corps purs

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

- Les CFC (chlorofluorocarbone) – exemple le R12
- Les HCFC (hydro chlorofluorocarbone) – exemple le R22
- Les HFC (hydrofluorocarbure) – exemple le R134a

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

Les molécules des CFC sont complètement halogénées.

Ceux des HFC ne contiennent aucun atome de chlore.

B/ Les mélanges

Les mélanges se regroupent en deux sous-groupes que sont :

- Les mélanges azéotropiques qui se comportent comme des corps purs.

Les mélanges des fluides azéotropiques sont des fluides frigorigènes de la série 500.

Exemple : R502

- Les mélanges zéotropiques qui ne sont pas des corps purs.

Les mélanges des fluides zéotropiques sont des fluides frigorigènes de la série 400.

Exemple : R404A (mélange de 52% de R143a, de 44% de R125 et de 4% de R134a).

C/ Les hydrocarbures

Les fluides frigorigènes de type hydrocarbure provient essentiellement du raffinage du pétrole mais également du dégazolinage (récupération de l'hydrocarbure liquide) 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.

III.2.4. Les règles de sélection des réfrigérants :

Les critères permettant la sélection des fluides frigorigènes sont basés sur trois points essentiels :

III.2.4.1. Critères techniques**III.2.4.1.1. Propriétés thermodynamiques**

Le coefficient de performance est un aperçu de la variation de l'efficacité énergétique du système, la substitution du fluide peut être obtenue en comparant le coefficient de performance (COP) théorique des deux fluides. Cependant, il est important de noter que cette méthode ne tient pas compte de toutes les propriétés du réfrigérant ou de l'installation. Elle peut servir à une première approximation pour la comparaison entre différents fluides.

- La pression de condensation du fluide de substitution doit être supportée par le système (détendeur, conduites, etc.).
- La température critique du fluide doit être compatible avec les besoins en froid.
- La température de refoulement au compresseur doit être dans les limites tolérées par l'installation. [2]

III.2.4.1.2. Sécurité

On s'intéresse particulièrement à ce critère lorsque la machine frigorifique est située dans des locaux occupés par le grand public comme les installations frigorifiques utilisées dans l'industrie. [2]

III.2.4.1.3. Toxicité

Il s'agit de la toxicité du frigorigène par inhalation de ses vapeurs. La classification des fluides suivant leur toxicité peut être classée en deux groupes :

- ◆ Groupe A, peu toxiques : fluides dont la concentration moyenne est égale ou inférieure à $400 \text{ ml} / \text{m}^3$.
- ◆ Groupe B, fortement toxiques : fluides dont la concentration moyenne est supérieure à $400 \text{ ml} / \text{m}^3$.

Les valeurs de ces proportions acceptables peuvent se différer réglementairement d'un pays à un autre.

III.2.4.1.4. Inflammabilité

Des substances susceptibles de faire d'excellents fluides frigorigènes, comme les hydrocarbures, ont été rejetés en raison de leur caractère combustible. Parmi les dérivés halogénés des hydrocarbures, ceux qui renferment encore suffisamment d'atomes d'hydrogène dans leurs molécules sont combustibles (le R32, la famille des R140, des R150, etc.). On évite donc l'utilisation de ces fluides purs, mais on les rencontre dans des mélanges frigorigènes, dilués avec des fluides incombustibles, ils ne posent aucun problème.

III.2.4.2. Critères économiques

Prix du fluide frigorigène et des lubrifiants associés l'impact du point économique sur le choix du fluide, longtemps considéré comme mineur, voit actuellement son importance croître. L'ammoniac, beaucoup moins dense et beaucoup moins cher que les fluides frigorigènes halogénés, est particulièrement économique mais son inflammabilité fait de lui un choix pas très intéressant. Le prix des lubrifiants associés aux fluides frigorigènes est aussi à considérer. Les huiles polyol-esters (POE), imposées par les frigorigènes HFC et leurs mélanges, sont beaucoup plus chères que les huiles minérales acceptables avec les anciens fluides frigorigènes. [2]

III.2.4.3. Critères écologiques

Jusqu'à un passé récent, l'industrie utilisait l'ammoniac, les chlorofluorocarbures totalement halogénés (CFC) ou partiellement halogénés (HCFC) ainsi que l'eau qui est notamment le fluide frigorigène des machines à absorption pour la climatisation. Or, les contraintes d'environnement ont conduit à des changements importants des règles de sélection. Pour la sélection d'un fluide frigorigène vient s'ajouter de nouvelles contraintes liées à l'environnement ; parmi lesquels, nous citerons que, l'ODP, le GWP et le TEWI. [2]

ODP (Ozone Depletion Potential) : Le potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone d'un réfrigérant est représenté par sa valeur ODP. Cette valeur est définie par rapport à l'impact du R11, qui sert par convention de fluide de référence (**ODP R11 =1**) et rend compte de l'impact de l'émission d'un kg de fluide frigorigène comparé à l'impact de l'émission d'un kg de R11. Plus la valeur d'un fluide est réduite, moins son potentiel d'appauvrissement est grand.

GWP (Global Warming Potential) : Le GWP décrit le potentiel du réfrigérant sur l'effet de serre. Conventionnellement, la valeur GWP d'une substance est définie par rapport à l'impact du CO₂ (GWP CO₂ = 1), généralement sur une période de 100 ans.

Le GWP100 donne la quantité de CO₂ qui aurait un effet équivalent sur l'effet de serre, à l'émission d'un kg de fluide (à un horizon de 100 ans). En effet la durée de vie d'un fluide halogéné est très longue et il faut intégrer son effet sur une durée longue.

Dans l'évaluation de l'impact sur l'environnement des fluides frigorigènes, il ne suffit pas d'utiliser que le GWP. En effet, celui-ci ne représente que l'effet direct sur l'effet de serre. A côté de cet effet direct, il existe un effet indirect lié à la consommation énergétique.

III.2.5. Les classes de réfrigérants

Les fluides frigorigènes sont identifiés par une numérotation qui est définie par le standard ASHRAE 34 et par la norme internationale ISO 817. Elle concerne aussi bien les fluides halogénés que les fluides naturels.

Les fluides frigorigènes actuellement utilisés peuvent être divisés en deux groupes principaux :

- les réfrigérants naturels
- les réfrigérants halogénés

III.2.5.1. Les réfrigérants naturels

- Composés inorganiques (série 700) : sont des substances trouvées dans la nature.
- Hydrocarbures (série 600) : Les composés organiques, qui contiennent du carbone et de l'hydrogène.

L'utilisation des fluides naturels entraîne, pour des raisons de sécurité, des contraintes techniques souvent plus complexes que les réfrigérants halogénés, mais ils ont globalement un impact environnemental absolu plus réduit par rapport à ces derniers.

III.2.5.2. Les réfrigérants halogénés

Les fluides frigorigènes du groupe des halocarbures (hydrocarbures halogénés), c'est-à-dire les CFC, les HCFC et les HFC, sont les plus répandus au monde. Les corps halogénés sont utilisés à l'état pur ou en mélange zéotropiques et azéotropique. Ils assurent tous les niveaux de température des machines frigorifiques et des pompes à chaleur.

III.2.5.3.Mélanges zéotropiques et azéotropiques

Les CFC, HCFC et HFC sont utilisés à l'état pur ou en mélange. Dans le cas des mélanges, nous avons les mélanges zéotropes et les mélanges azéotropes :

III.1.2.5.3.1.Un mélange zéotropique

(Série 400) est un mélange de réfrigérant qui ne se comporte pas comme un fluide homogène lors de la condensation respectivement l'évaporation : les différentes composantes peuvent changer d'état de manière indépendante, changeant les propriétés thermodynamiques du mélange d'où l'existence d'un « glissement », à savoir qu'à une pression donnée, la température varie. Ceci peut causer le dysfonctionnement de l'installation.

On caractérise un mélange zéotrope par la valeur de son glissement à une pression d'utilisation (celle d'évaporation ou de condensation). [8]

III.2.5.3.2.Mélange azéotropique

(Série 500) est un mélange de réfrigérant qui se comporte comme un fluide homogène (corps pur) lors de la condensation respectivement l'évaporation. De plus, lorsqu'un mélange zéotrope présente un glissement faible (inférieur à 1°C), on parle alors de fluide quasiazéotropique mais on le classe néanmoins toujours dans la catégorie des fluides zéotropes (c'est le cas du R404A dont le glissement de température à 1 atm est de 0,9°C). [8]

III.2.6. Les critères de substitution

Bien que la substitution du fluide frigorigène soit une solution moins onéreuse que le remplacement total du système, elle n'est pas toujours possible. L'installation a été conçue pour un réfrigérant aux caractéristiques bien précises auxquelles celles du nouveau réfrigérant peuvent ne pas correspondre.

Pour éviter les problèmes liés à la substitution de fluide, les propriétés des différents réfrigérants doivent correspondre le plus possible à celles du fluide à remplacer. [2]

III.2.6.1. Les fluides de substitution

Les fabricants des fluides frigorigènes considèrent en effet qu'à l'exception du R134a, il est maintenant peu probable de trouver des fluides purs qui possèdent des propriétés thermodynamiques leur permettant d'être de parfaits substituts aux anciens fluides. En revanche, en mélangeant des fluides purs dans des proportions bien choisies, il est possible d'obtenir des caractéristiques mieux.

III.2.7. Qualités d'un bon fluide frigorigène

Parmi les plusieurs qualités demandées à un fluide frigorigène on rapporte les plus importantes cités ci-dessous :

- Basse pression supérieure à la pression atmosphérique en fonctionnement normal.
- Faible toxicité.
- Recherche des fuites faciles.
- Faible influence sur le réchauffement climatique (GWP).

De très nombreuses autres qualités sont à prendre en compte, telles que l'influence sur l'ozone et l'effet de serre, l'influence sur les composants de l'installation, la non-inflammabilité, la non explosibilité, etc.

III.3. Le Fluide frigorigène R134a**III.3.1. Définition de R134a**

Le tétrafluoroéthane (R134a) est un hydrocarbure halogéné de formule brute $C_2H_2F_4$. Il est utilisé principalement comme fluide réfrigérant sous le nom de R-134 ou HFC-134a. Composé de la classe des hydrofluorocarbures (HFC), il n'a pas d'impact sur la couche d'ozone (ODP=0), et ainsi donc a été désigné pour remplacer les divers CFC (en particulier le dichlorodifluorométhane R-12) dans le système de refroidissement, mais il contribue grandement à l'effet de serre (GWP100=1430).

III.3.2 Utilisation

1. Fluide frigorigène pour des applications de froid positif (au-dessus de 0°) utilisé pour la climatisation des véhicules par exemple ou les chauffe-eau thermodynamiques (pompe de chaleur)
2. Propulseur pour les aérosols
3. Agent de soufflage pour les mousses de polystyrène extrudé
4. Remplaçant R12 (Protocole de Montréal : L'accord international pour la protection de la couche d'ozone stratosphérique) et dans quelque années le HCFC R22.

Chapitre III : Comparaison entre les fluides frigorigènes

III.3.3. Propriétés de R134a

III.3.3.1. Propriétés physico-chimique [9]

III.3.3.1.1. Phase liquide :

Propriétés	Unités	Valeurs
Masse molaire	Kg /mol	0,102
Masse volumique (160KPa et 25°C)	Kg.m ⁻³	1206
Point d'ébullition (1,013 bar)	°C	26,1°
Chaleur latente de vaporisation (1,013bar au point d'ébullition)	k J/kg	215,9k
Pression de vapeur (15°C)	bar	4,9
Pression de vapeur (à50°C)	bar	13,2
Pression de vapeur (à20°C)	bar	5,7
Pression de vapeur (à5°C)	bar	3,5

Tableau III .1 : Les propriétés physico-chimique phase liquide de R134a.

III.3.3.1.2. Point critique

Propriétés	Unités	Valeurs
Température critique	°C	101,06
Pression critique	bars	40,59
Masse volumique critique	kg .m ⁻³	512

Tableau III .2 : Les propriétés physico-chimique point critique de R134a.

III.3.3.1.3. Point triple

Propriétés	Unités	Valeurs
Température de point triple	°C	-103,3

Tableau III .3 : Les propriétés physico-chimique point triple de R134a.

Chapitre III : Comparaison entre les fluides frigorigènes

III.3.3.1.4.Phase gazeuse

Propriétés	Unités	Valeurs
Masse volumique gaz (1,013 bar au point d'ébullition)	Kg /m ³	5,25
Masse volumique de la phase gazeuse (1,013 bar et 15°C)	Kg /m ³	4,25
Facteur de compressibilité (Z) (1,013 bar et 15°C)	/	1
Densité par rapport à l'air (air=1) (1,013 bar et 15°C)	/	3,25
Volume spécifique (1,013 bar et 15°C)	m ³ /kg	0,235
Chaleur spécifique à pression constante (Cp) (1,013 bar et 25°C)	KJ/ (mole .K)	0,087

Tableau III .4 : Les propriétés physico-chimique du phase gazeuse de R134a.

III.4. Le Fluide frigorigène R404A

III.4.1.Définition de R404A

Le R404A est un mélange zéotropique de fluoroéthane : R143a (trafluoroéthane) 52%, de R125 (pentaluoroéthane) 44% et de R134a (tétrafluoroéthane) 4%, qui se comporte comme un fluide quasi-azéotropique.

Le R404A est principalement utilisé comme fluide frigorigène pour des applications de froid commercial et industriel aussi bien en positif qu'en négatif (en dessous de 0°C).

Chapitre III : Comparaison entre les fluides frigorigènes

III.4.2. Propriétés thermodynamique [10]

Propriétés	Unités	Valeurs
Point d'ébullition à 1 atm (1,013 bar)	°C	-46
Masse molaire	Kg /mol	97,6
Glissement de température sous 1,013 bar	K	0,9
Température critique	°C	72,07
Pression critique	kPa	3731,5
Chaleur latente de vaporisation	kJ/kg	200,3
Liquide	mPa.s	0,1268
Vapeur sous 1,013 bar	mPa .s	0,012
ODP (Ozone Depleting Potential)	/	0
HGWP(Halocarbon Global Warming Potential)	/	0,94

Tableau III .5 : Propriétés thermodynamique de R404A.

III.4.3. Caractéristique de R404A

- Couleur : incolore.
- Odeur : légèrement étherée.
- Température critique : 72°C.
- Pression critique : 37.4 bar.
- Température d'ébullition sous la pression atmosphérique : -45.8°C.
- Très stable.
- Potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone ODP=0.
- Potentiel d'effet de serre globale à 100 ans GWP+3260.

III.5. Le Fluide frigorigène R600a**III.5.1. Définition de R600a**

L'isobutane ou 2-méthylpropane est un hydrocarbure de formule brute C_4H_{10} que l'on trouve sous forme de gaz dans les conditions habituelles de température et de pression. C'est un isomère du butane. Il est utilisé comme fluide réfrigérant sous le nom de R600a

C'est aussi un fluide frigorigène utilisé en substitution aux CFC et aux HFC pour limiter les impacts sur la couche d'ozone et l'effet de serre notamment à cause de son faible impact sur l'environnement :

- ODP ou potentiel de déplétion ozonique : 0 (R600a) ;
- GWP ou PRG (potentiel de réchauffement global) : 3 (R600a).

De très haute pureté (>99,5 %), le R600a assure une longue durée de vie au matériel en contact avec le produit. [11]

III.5.2. Caractéristique de R600a

Propriétés	Unités	valeurs
Température d'ébullition à 1.013bar	°C	-11.7
Masse molaire	Kg /mol	58,12
Masse volumique de liquide à 15°C	Kg/dm ³	0.564
Masse volumique de la vapeur à 15°C	Kg/dm ³	0.007
Pression absolue à 15°C	bar	2.56
Température critique	°C	134.98
Pression critique	bar	37.2
Limite inférieure d'inflammabilité dans l'air à 20°C et 1.013 bar	% en volume	1.8
Limite supérieure d'inflammabilité dans l'air à 20°C et 1.013 bar	% en volume	9.4
Température d'auto inflammation	°C	543

Tableau III .6 : Caractéristique de R600a. [12]

III.6. Comparaisons entre les fluides R134a et le R404A et 600a. [13]

III.6.1. Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d'évaporation fixée.

❖ Pour $T_e = -5^\circ\text{C}$

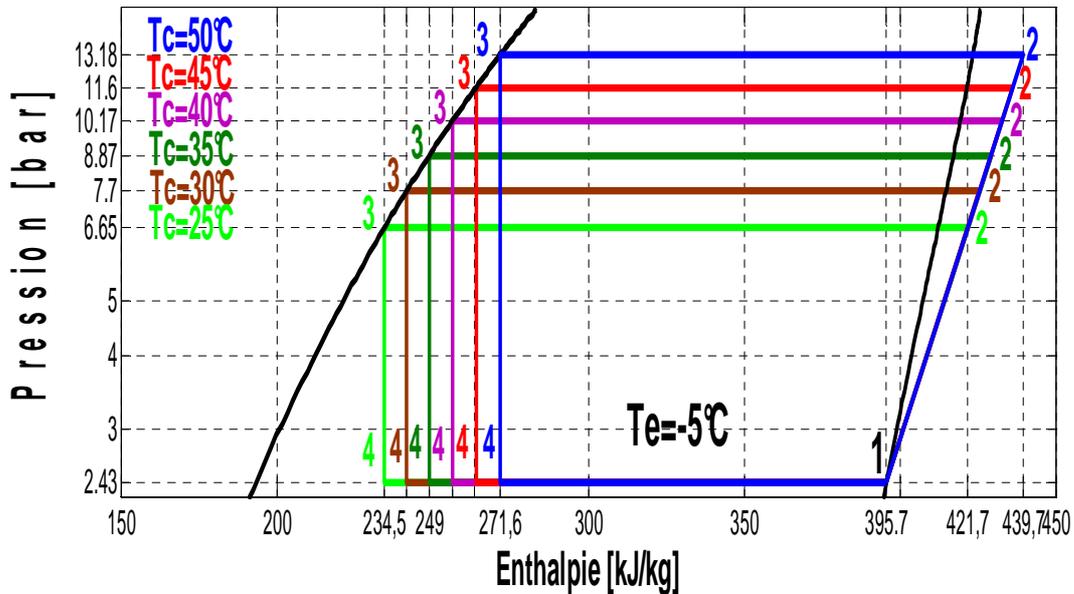


Figure III.1 : Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d'évaporation -5°C pour le R134a.

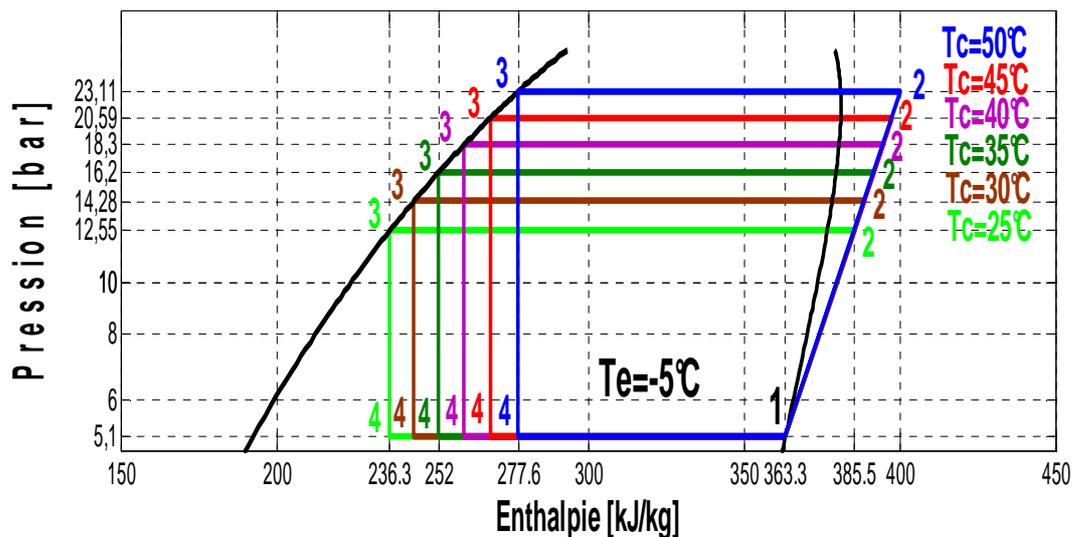


Figure III.2 : Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d'évaporation -5°C pour le R404A.

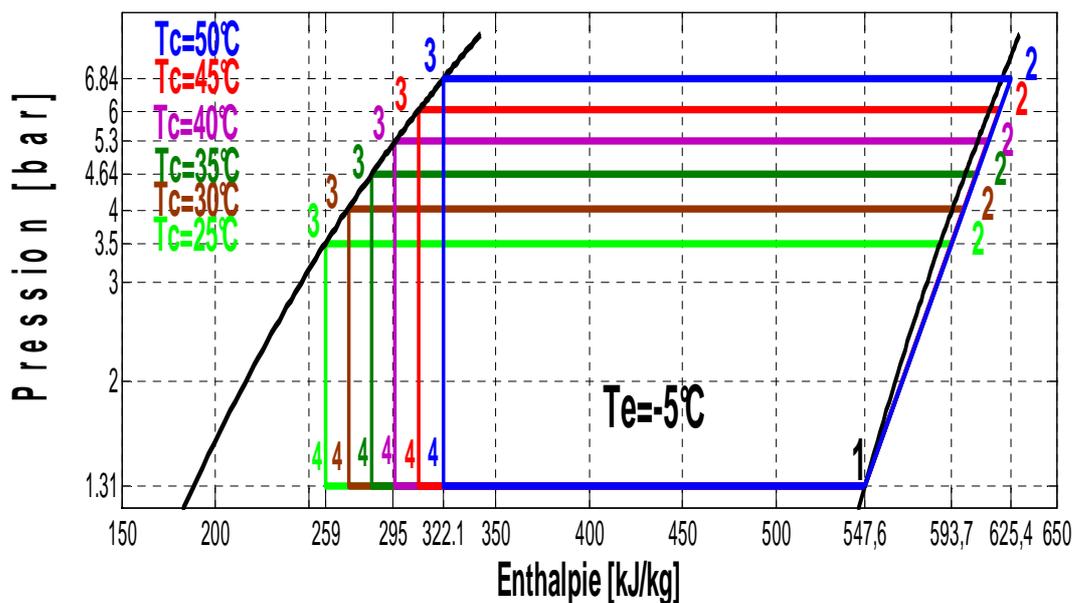


Figure III.3 : Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d'évaporation -5°C pour le R600a.

Figure III.1 et Figure III.2 et Figure III.3 : représentent l'influence des températures de condensation sur les enthalpies pour une température d'évaporation -5°C pour chaque fluide frigorigène.

- Figure III.1 de R134a, montre que pour une augmentation de température de condensation de 25°C à 50°C , nous avons une augmentation des enthalpies de vapeur à la sortie de compresseur de $421,7 \text{ kJ/kg}$ à $439,7 \text{ kJ/kg}$ et augmentation des enthalpies de liquides de $234,4 \text{ kJ/kg}$ à $271,6 \text{ kJ/kg}$, ce que fait une augmentation de travail de compresseur de 26 kJ/kg à 44 kJ/kg , aussi une diminution de la puissance frigorifique de $161,2 \text{ kJ/kg}$ à $124,1 \text{ kJ/kg}$, donc il y aura une diminution de cop de $6,2$ à $2,82$.
- Figure III.2 de R404A, montre que pour une augmentation de température de condensation de 25°C à 50°C , nous avons une augmentation des enthalpies de vapeur de $385,5 \text{ kJ/kg}$ à 400 kJ/kg et augmentation des enthalpies de liquides de $236,3 \text{ kJ/kg}$ à $277,6 \text{ kJ/kg}$, ce que fait une augmentation de travail de compresseur de $22,2 \text{ kJ/kg}$ à $36,7 \text{ kJ/kg}$, aussi une diminution de la puissance frigorifique de 127 kJ/kg à $85,7 \text{ kJ/kg}$, donc il y aura une diminution de cop de $5,72$ à $2,33$.
- Figure III.3 de R600a, montre pour que une augmentation de température de condensation de 25°C à 50°C , nous avons une augmentation des enthalpies de vapeur de $547,6 \text{ kJ/kg}$ à $625,4 \text{ kJ/kg}$ et augmentation des enthalpies de liquides de 259 kJ/kg à $322,1 \text{ kJ/kg}$, ce que fait une augmentation de travail de compresseur de $31,7 \text{ kJ/kg}$ à $46,1 \text{ kJ/kg}$, aussi une diminution de la puissance frigorifique de $288,6 \text{ kJ/kg}$ à $225,5 \text{ kJ/kg}$, donc il y aura une diminution de cop de $9,10$ à $4,89$.

❖ Pour $T_e = -10^\circ\text{C}$

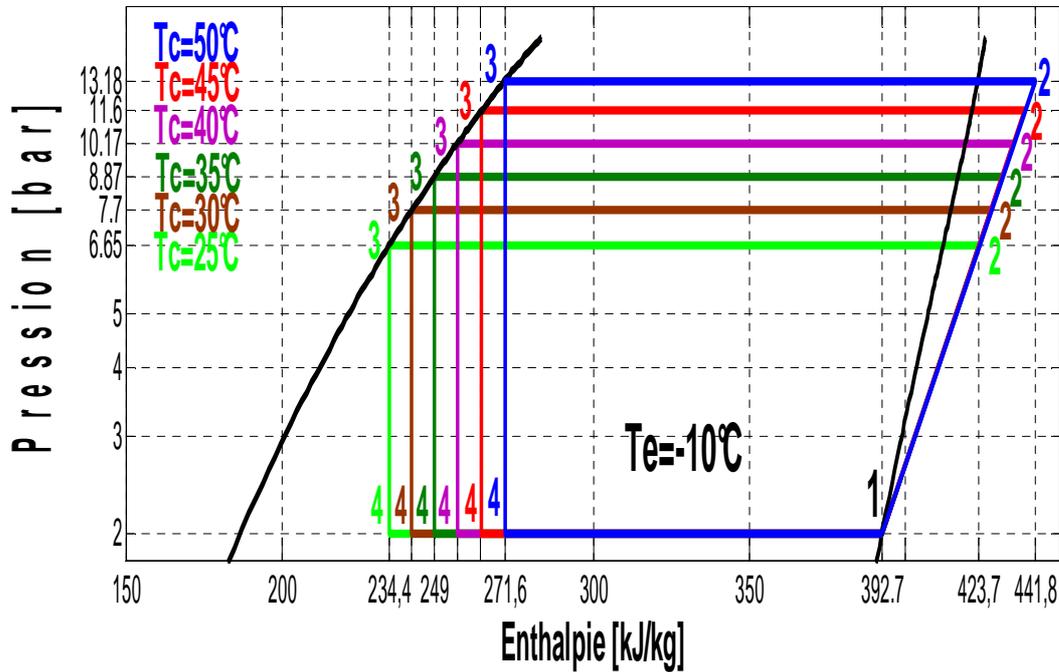


Figure III.4 : Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d'évaporation -10°C pour le R134a.

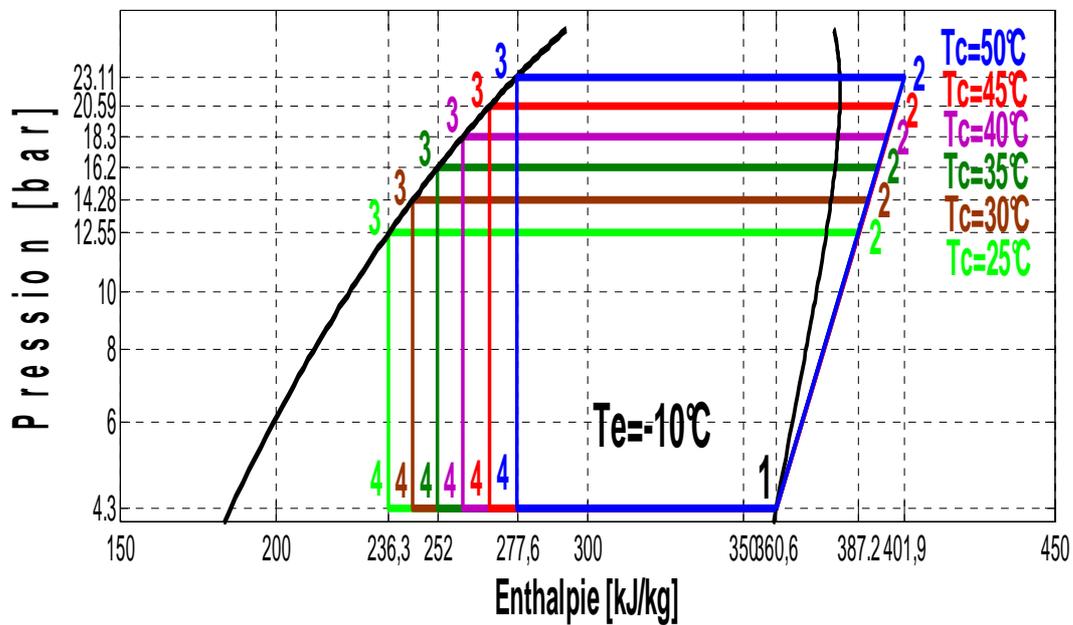


Figure III.5 : Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d'évaporation -10°C pour le R404A.

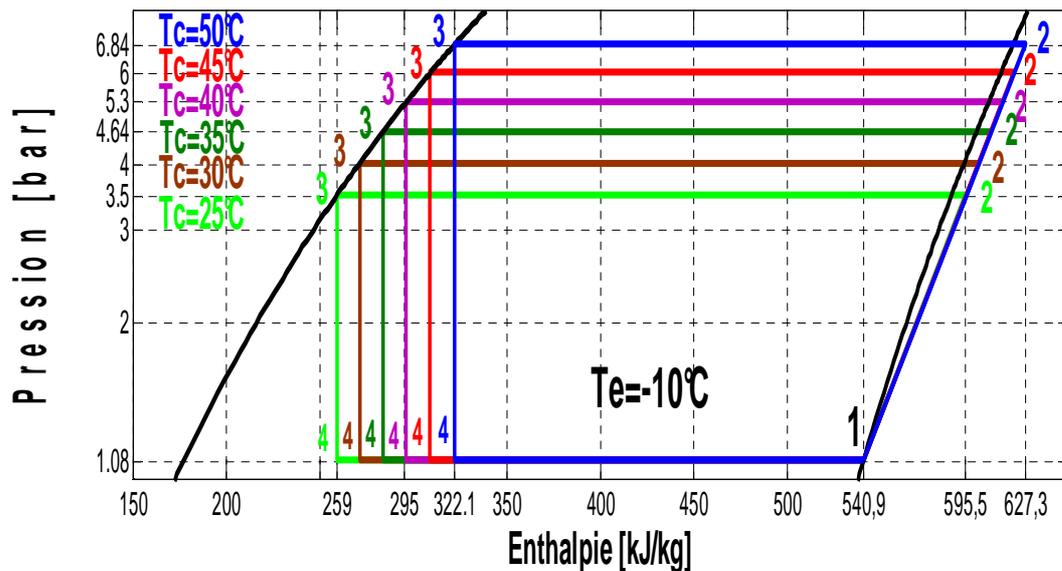


Figure III.6 : Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d'évaporation -10°C pour le R600a.

Figure III.4 et Figure III.5 et Figure III.6 : représentent l'influence des températures de condensation sur les enthalpies pour une température d'évaporation -10°C pour chaque fluide frigorigène.

- Figure III.4 de R134a, montre que pour une augmentation de température de condensation de 25°C à 50°C , nous avons une augmentation des enthalpies de vapeur de $423,7\text{ kJ/kg}$ à $441,8\text{ kJ/kg}$ et augmentation des enthalpies de liquides de $234,4\text{ kJ/kg}$ à $271,6\text{ kJ/kg}$, ce que fait une augmentation de travail de compresseur de 31 kJ/kg à $49,1\text{ kJ/kg}$ aussi une diminution de la puissance frigorifique de $158,3\text{ kJ/kg}$ à $121,1\text{ kJ/kg}$, donc il y aura une diminution de cop de 5 à 2.46.
- Figure III.5 de R404A, montre que pour une augmentation de température de condensation de 25°C à 50°C , nous avons une augmentation des enthalpies de vapeur de $387,2\text{ kJ/kg}$ à $401,9\text{ kJ/kg}$ et augmentation des enthalpies de liquides de $236,3\text{ kJ/kg}$ à $277,6\text{ kJ/kg}$, ce que fait une augmentation de travail de compresseur de $26,6\text{ kJ/kg}$ à $41,3\text{ kJ/kg}$ aussi une diminution de la puissance frigorifique de $124,3\text{ kJ/kg}$ à 83 kJ/kg , donc il y aura une diminution de cop de 4.67 à 2.01.
- Figure III.6 de R600a, montre que pour une augmentation de température de condensation de 25°C à 50°C , nous avons une augmentation des enthalpies de vapeur de $595,5\text{ kJ/kg}$ à $627,3\text{ kJ/kg}$ et augmentation des enthalpies de liquides de 259 kJ/kg à $322,1\text{ kJ/kg}$, ce que fait une augmentation de travail de compresseur de $54,6\text{ kJ/kg}$ à $86,4\text{ kJ/kg}$ aussi une diminution de la puissance frigorifique de $181,9\text{ kJ/kg}$ à $218,8\text{ kJ/kg}$, il y aura une diminution de cop de 3.33 à 2.53 .

❖ Pour $T_e = -15^\circ\text{C}$

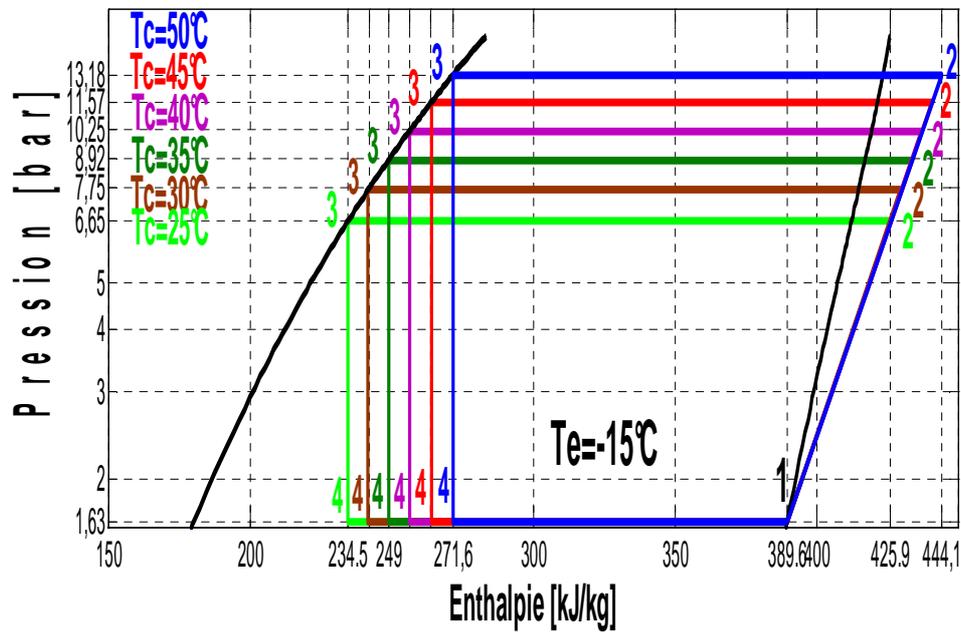


Figure III.7 : Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d'évaporation -15°C pour le R134a.

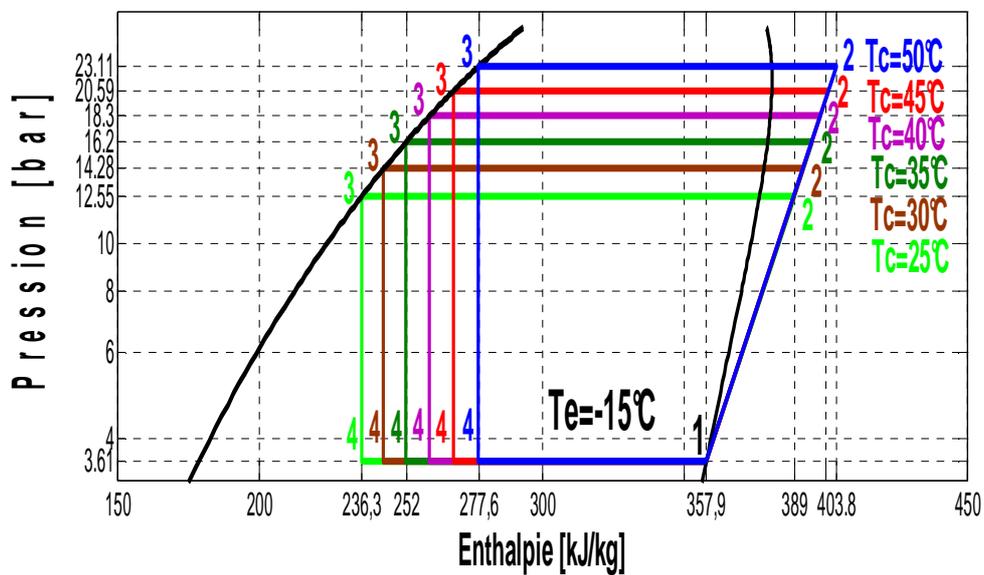


Figure III.8 : Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d'évaporation -15°C pour le R404A.

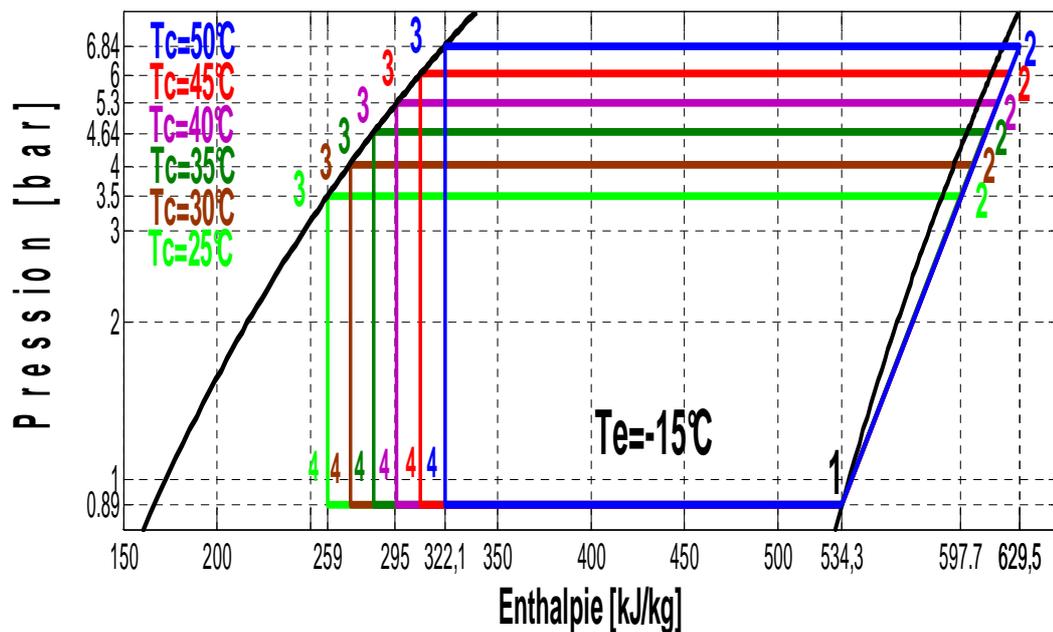


Figure III.9 : Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d'évaporation -15°C pour le R600a.

Figure III.7 et Figure III.8 Figure III.9 : représentent l'influence des températures de condensation sur les enthalpies pour une température d'évaporation -15°C pour chaque fluide frigorigène.

- Figure III.7 de R134a, montre que pour une augmentation de température de condensation de 25°C à 50°C , nous avons une augmentation des enthalpies de vapeur de $425,9 \text{ kJ/kg}$ à $444,1 \text{ kJ/kg}$ et augmentation des enthalpies de liquides de $234,4 \text{ kJ/kg}$ à $271,6 \text{ kJ/kg}$, ce que fait une augmentation de travail de compresseur de $36,3 \text{ kJ/kg}$ à $54,5 \text{ kJ/kg}$, aussi une diminution de la puissance frigorifique de $155,1 \text{ kJ/kg}$ à 118 kJ/kg , il y aura une diminution de cop de $4,27$ à $2,16$.
- Figure III.8 de R404A, montre que pour une augmentation de température de condensation de 25°C à 50°C , nous avons une augmentation des enthalpies de vapeur de 389 kJ/kg à $403,8 \text{ kJ/kg}$ et augmentation des enthalpies de liquides de $236,3 \text{ kJ/kg}$ à $277,6 \text{ kJ/kg}$, ce que fait une augmentation de travail de compresseur de $31,1 \text{ kJ/kg}$ à $45,9 \text{ kJ/kg}$, aussi une diminution de la puissance frigorifique de $121,6 \text{ kJ/kg}$ à $80,3 \text{ kJ/kg}$, il y aura une diminution de cop de $3,9$ à $1,74$.
- Figure III.9 de R600a, montre que pour une augmentation de température de condensation de 25°C à 50°C , nous avons une augmentation des enthalpies de vapeur de $597,7 \text{ kJ/kg}$ à $629,5 \text{ kJ/kg}$ et augmentation des enthalpies de liquides de 259 kJ/kg à $322,1 \text{ kJ/kg}$, ce que fait une augmentation de travail de compresseur de $63,4 \text{ kJ/kg}$ à $95,2 \text{ kJ/kg}$, aussi une diminution de la puissance frigorifique de $275,3 \text{ kJ/kg}$ à $212,2 \text{ kJ/kg}$, donc il y aura une diminution de cop de $4,34$ à $2,22$.

❖ Pour $T_e = -20^\circ\text{C}$

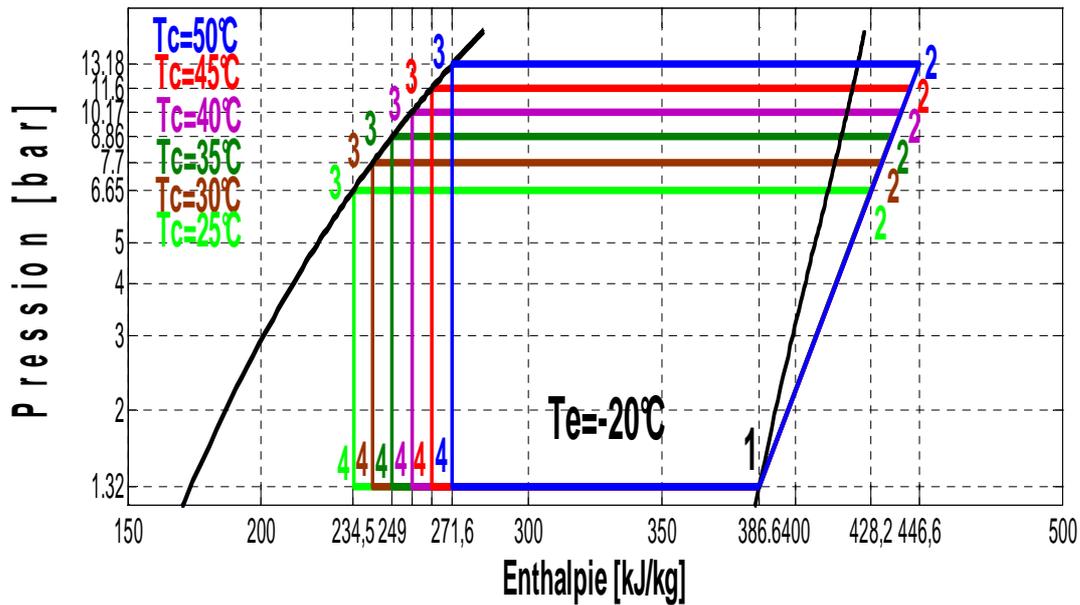


Figure III.10 : Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d'évaporation -20°C pour le R134a.

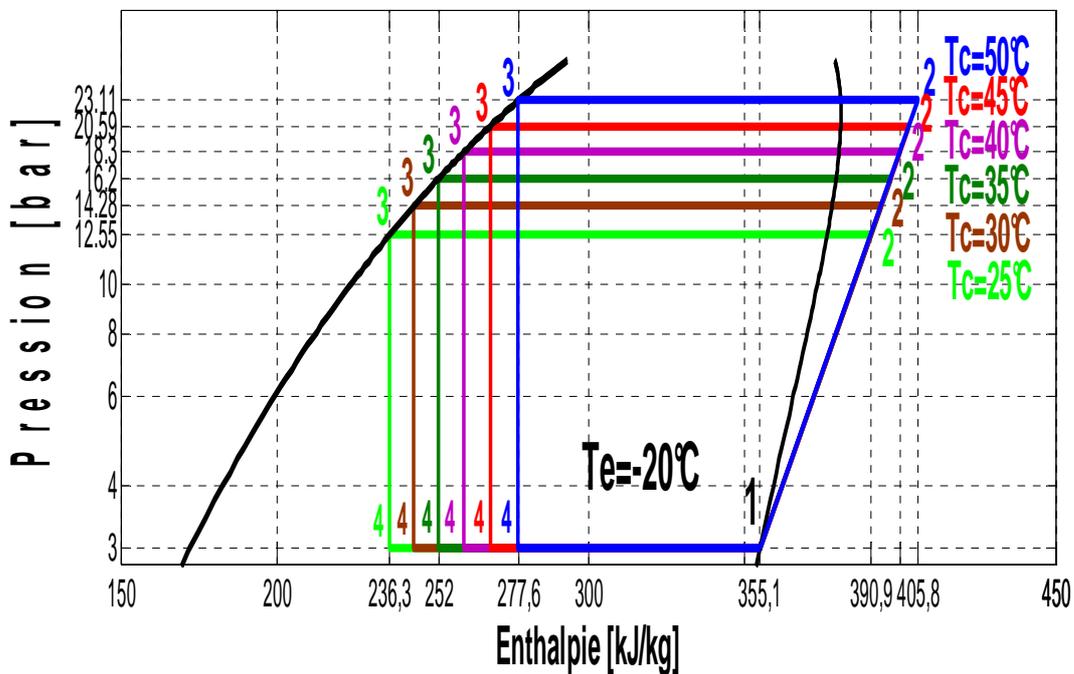


Figure III.11 : Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d'évaporation -20°C pour le R404A.

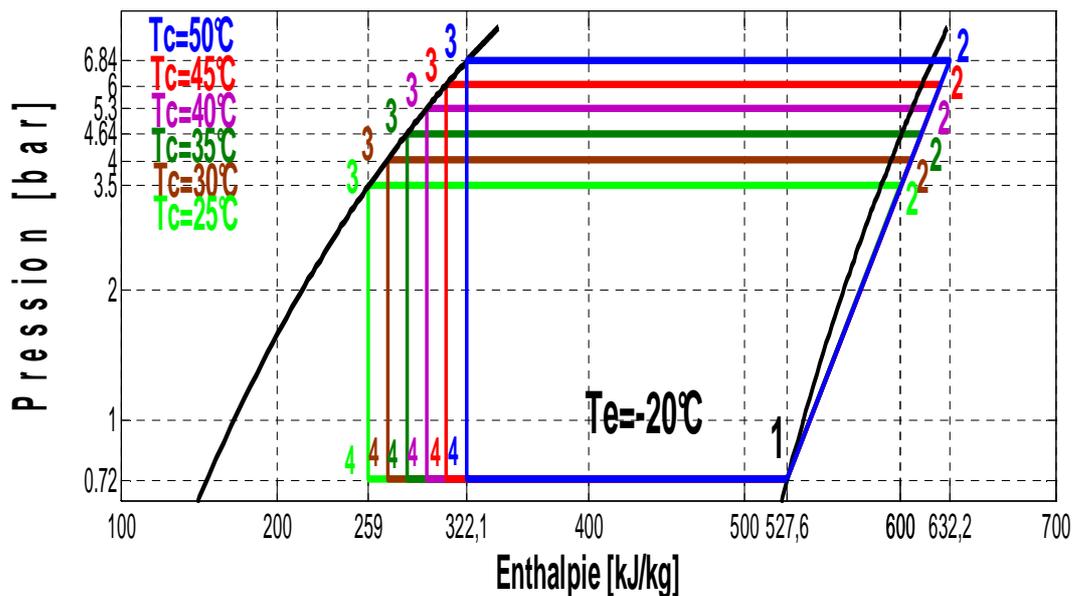


Figure III.12 : Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d'évaporation -20°C pour le R600a.

Figure III.10 et Figure III.11 et Figure III.12 : représentent l'influence des températures de condensation sur les enthalpies pour une température d'évaporation -20°C pour chaque fluide frigorigène.

- Figure III.10 de R134a, montre que pour une augmentation de température de condensation de 25°C à 50°C , nous avons une augmentation des enthalpies de vapeur de $428,2 \text{ kJ/kg}$ à $446,8 \text{ kJ/kg}$ et augmentation des enthalpies de liquides de $234,4 \text{ kJ/kg}$ à $271,6 \text{ kJ/kg}$, ce que fait une augmentation de travail de compresseur de $41,6 \text{ kJ/kg}$ à 60 kJ/kg , aussi une diminution de la puissance frigorifique de $152,1 \text{ kJ/kg}$ à 115 kJ/kg , donc il y aura une diminution de cop de $3,65$ à $1,91$.
- Figure III.11 de R404A, montre que pour une augmentation de température de condensation de 25°C à 50°C , nous avons une augmentation des enthalpies de vapeur de $390,9 \text{ kJ/kg}$ à $405,8 \text{ kJ/kg}$ et augmentation des enthalpies de liquides de $236,3 \text{ kJ/kg}$ à $277,6 \text{ kJ/kg}$, ce que fait une augmentation de travail de compresseur de $35,8 \text{ kJ/kg}$ à $50,7 \text{ kJ/kg}$, aussi une diminution de la puissance frigorifique de $118,8 \text{ kJ/kg}$ à $77,5 \text{ kJ/kg}$, donc il y aura une diminution de cop de $3,32$ à $1,53$.
- Figure III.12 de R600a, montre que pour une augmentation de température de condensation de 25°C à 50°C , nous avons une augmentation des enthalpies de vapeur de 600 kJ/kg à $632,2 \text{ kJ/kg}$ et augmentation des enthalpies de liquides de 259 kJ/kg à $322,1 \text{ kJ/kg}$, ce que fait une augmentation de travail de compresseur de $72,4 \text{ kJ/kg}$ à $104,6 \text{ kJ/kg}$, aussi une diminution de la puissance frigorifique de $268,6 \text{ kJ/kg}$ à $205,5 \text{ kJ/kg}$, il y aura une diminution de cop de $3,71$ à $1,96$.

❖ Pour $T_e = -25^\circ\text{C}$

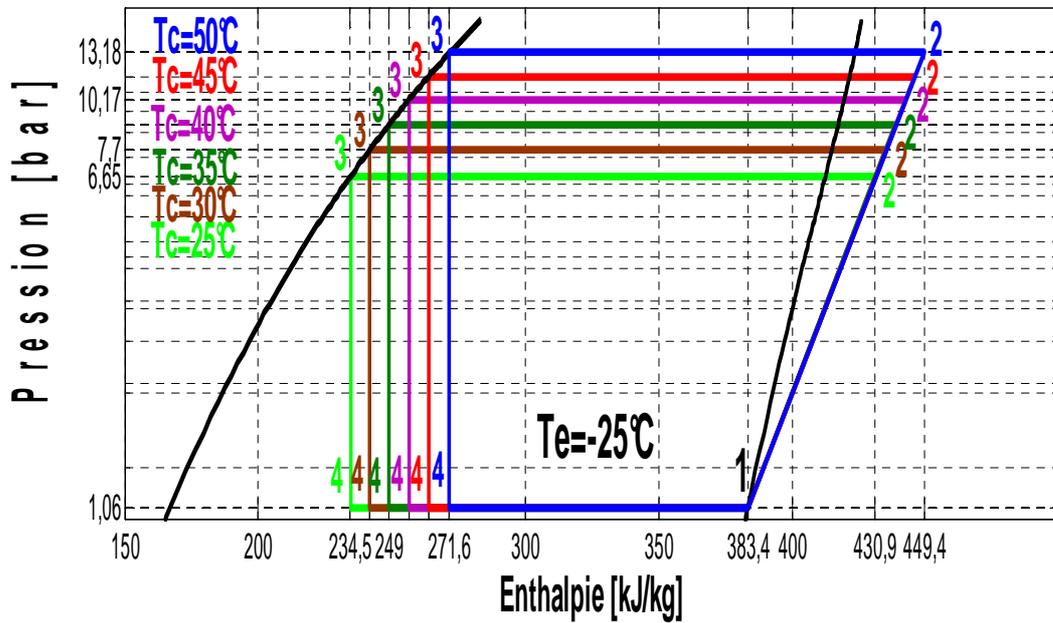


Figure III.13 : Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d'évaporation -25°C pour le R134a.

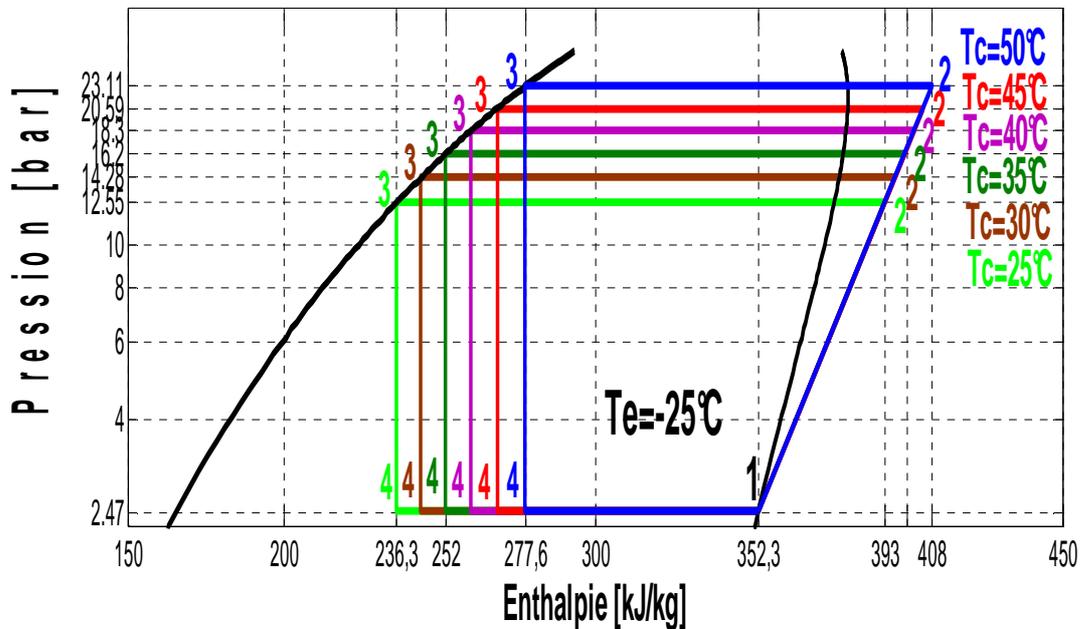


Figure III.14 : Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d'évaporation -25°C pour le R404A.

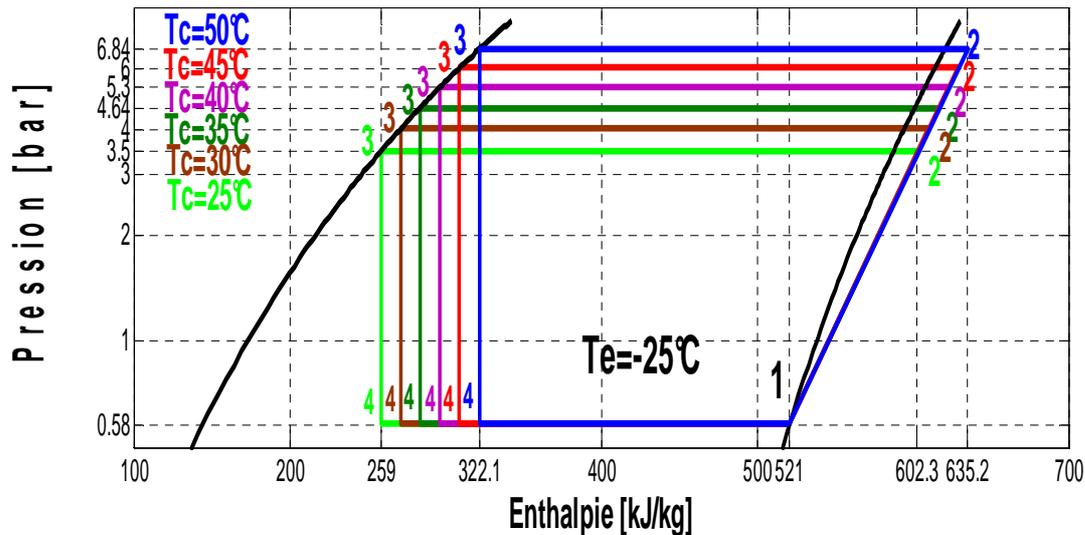


Figure III.15 : Influence des températures de condensations sur les enthalpies pour une température d'évaporation -25°C pour le R600a.

Figure III.13 et Figure III.14 Figure III.15 : représentent l'influence des températures de condensation sur les enthalpies pour une température d'évaporation -25°C pour chaque fluide frigorigène.

- Figure III.13 de R134a, montre que pour une augmentation de température de condensation de 25°C à 50°C, nous avons une augmentation des enthalpies de vapeur de 430,9 kJ/kg à 449,4 kJ/kg et augmentation des enthalpies de liquides de 234,4 kJ/kg à 271,6 kJ/kg, ce que fait une augmentation de travail de compresseur de 47,5 kJ/kg à 66 kJ/kg, aussi une diminution de la puissance frigorifique de 148,9 kJ/kg à 111,8 kJ/kg, donc il y aura une diminution de cop de 3,13 à 1,69.
- Figure III.14 de R404A, montre que pour une augmentation de température de condensation de 25°C à 50°C, nous avons une augmentation des enthalpies de vapeur de 393 kJ/kg à 408 kJ/kg et augmentation des enthalpies de liquides de 236,3 kJ/kg à 277,6 kJ/kg, ce que fait une augmentation de travail de compresseur de 40,7 kJ/kg à 55,7 kJ/kg, aussi une diminution de la puissance frigorifique de 116 kJ/kg à 74,7 kJ/kg, donc il y aura une diminution de cop de 2,85 à 1,34.
- Figure III.15 de R600a, montre que pour une augmentation de température de condensation de 25°C à 50°C, nous avons une augmentation des enthalpies de vapeur de 602,3 kJ/kg à 635,2 kJ/kg et augmentation des enthalpies de liquides de 259 kJ/kg à 322,1 kJ/kg, ce que fait une augmentation de travail de compresseur de 81,3 kJ/kg à 114,2 kJ/kg, aussi une diminution de la puissance frigorifique de 262 kJ/kg à 198,9 kJ/kg, donc il y aura une diminution de cop de 3.2 à 1.74.

III.6.2. Influence des températures d'évaporation sur les Enthalpies pour une température de condensation fixée pour les fluides frigorigènes R134a et R404A et R600a.

❖ Pour $T_c=25^\circ\text{C}$

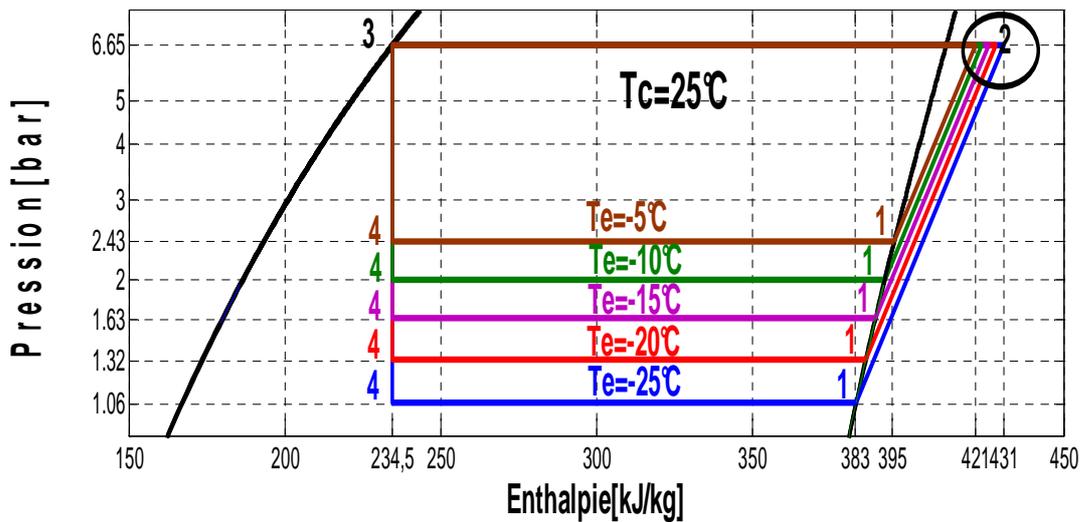


Figure III.16 : Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 25°C pour le R134a.

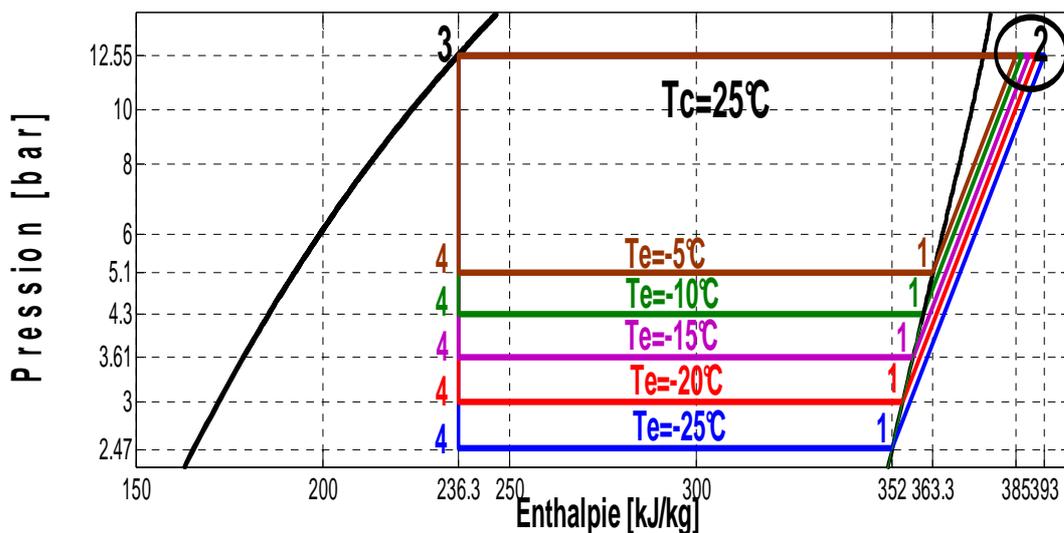


Figure III.17 : Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 25°C pour le R404A.

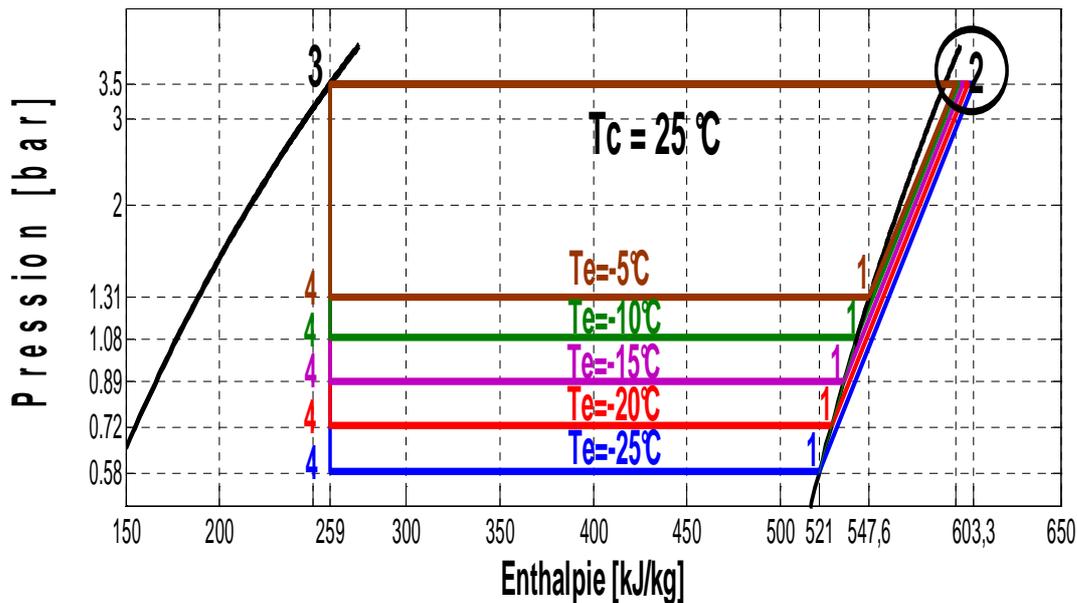


Figure III.18 : Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 25°C pour le R600a.

Figure III.16 et Figure III.17 Figure III.18 : représentent l'influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 25°C pour chaque fluide frigorigène.

- Figure III.16 de R134a, montre que pour une augmentation de température d'évaporation de -25°C à -5°C, nous avons une augmentation des enthalpies à l'entrée du compresseur de 383,4 kJ/kg à 395,7 kJ/kg et une diminution des enthalpies à la sortie du compresseur de 430,9 kJ/kg à 421,7 kJ/kg, ce que fait une diminution de travail de compresseur de 47,5 kJ/kg à 26 kJ/kg, aussi une augmentation de la puissance frigorifique de 148,9 kJ/kg à 161,2 kJ/kg, donc il y aura une augmentation de cop 3,1 à 6,2.
- Figure III.17 de R404A, montre que pour une augmentation de température d'évaporation de -25°C à -5°C, nous avons une augmentation des enthalpies à l'entrée du compresseur de 352,3 kJ/kg à 363,3 kJ/kg et une diminution des enthalpies à la sortie du compresseur de 393 kJ/kg à 385,5 kJ/kg, ce que fait une diminution de travail de compresseur de 40,7 kJ/kg à 22,2 kJ/kg, aussi une augmentation de la puissance frigorifique de 116 kJ/kg à 127 kJ/kg, donc il y aura une augmentation de cop 2,85 à 5,72.
- Figure III.18 de R600a, montre que pour une augmentation de température d'évaporation de -25°C à -5°C, nous avons une augmentation des enthalpies à l'entrée du compresseur de 521 kJ/kg à 547,6 kJ/kg et une diminution des enthalpies à la sortie du compresseur de 603,3 kJ/kg à 593,7 kJ/kg, ce que fait une diminution de travail de compresseur de 82,3 kJ/kg à 46,1 kJ/kg, aussi une augmentation de la puissance frigorifique de 262 kJ/kg à 288,6 kJ/kg, donc il y aura une augmentation de cop 3,18 à 6,26.

❖ Pour $T_c=30^\circ\text{C}$

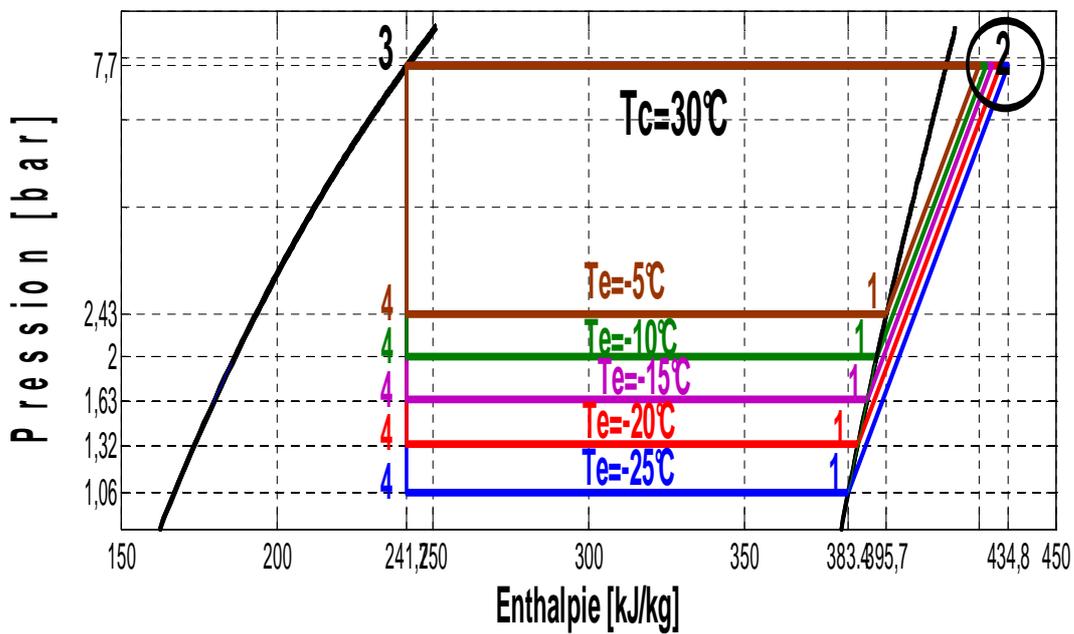


Figure III.19 : Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 30°C pour le R134a.

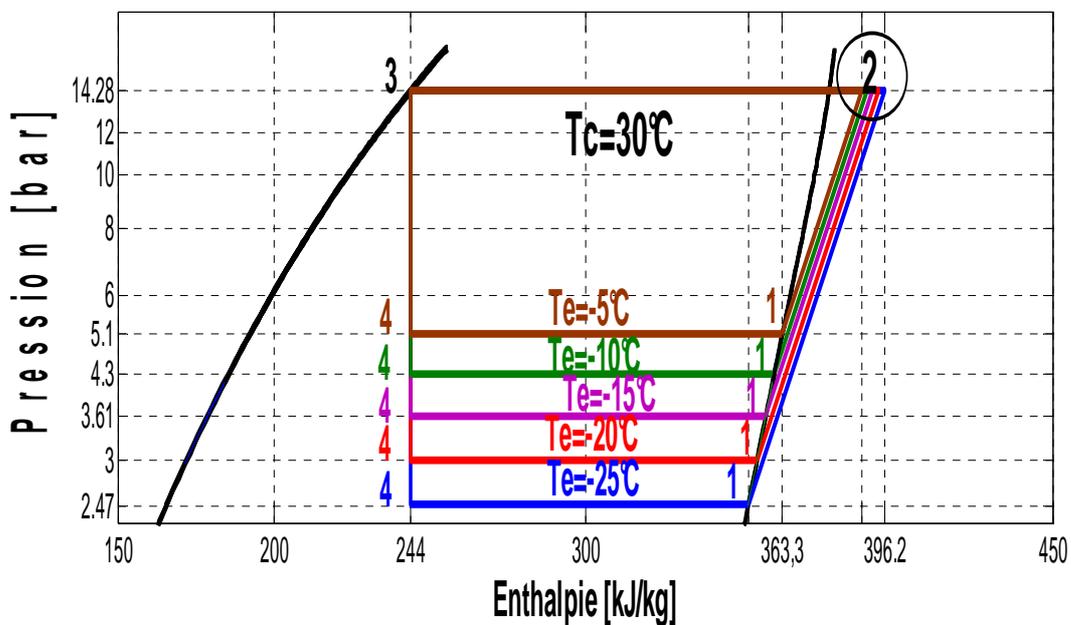


Figure III.20 : Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 30°C pour le R404A.

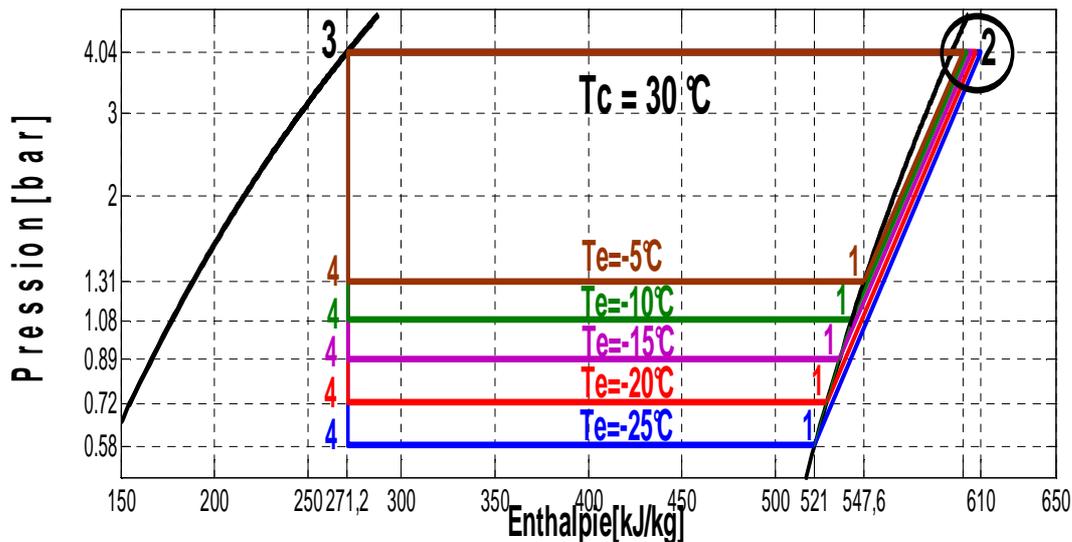


Figure III.21 : Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 30°C pour le R600a.

Figure III.19 et Figure III.20 et Figure III.21 : représentent l'influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 30°C pour chaque fluide frigorigène.

- Figure III.19 de R134a, montre que pour une augmentation de température d'évaporation de -25°C à -5°C , nous avons une augmentation des enthalpies à l'entrée du compresseur de $383,4 \text{ kJ/kg}$ à $395,7 \text{ kJ/kg}$ et une diminution des enthalpies à la sortie du compresseur de $434,8 \text{ kJ/kg}$ à $425,5 \text{ kJ/kg}$, ce que fait une diminution de travail de compresseur de $51,4 \text{ kJ/kg}$ à $29,8 \text{ kJ/kg}$, aussi une augmentation de la puissance frigorifique de $141,7 \text{ kJ/kg}$ à 154 kJ/kg , donc il y aura une augmentation de cop $2,75$ à $5,16$.
- Figure III.20 du R404A, montre que pour une augmentation de température d'évaporation de -25°C à -5°C , nous avons une augmentation des enthalpies à l'entrée du compresseur de $352,3 \text{ kJ/kg}$ à $363,3 \text{ kJ/kg}$ et diminution des enthalpies à la sortie du compresseur de $396,2 \text{ kJ/kg}$ à $388,7 \text{ kJ/kg}$, ce que fait une diminution de travail de compresseur de $43,9 \text{ kJ/kg}$ à $25,5 \text{ kJ/kg}$, aussi une augmentation de la puissance frigorifique de $108,3 \text{ kJ/kg}$ à $119,3 \text{ kJ/kg}$, donc il y aura une augmentation de cop $2,46$ à $4,69$.
- Figure III.21 de R600a, montre que pour une augmentation de température d'évaporation de -25°C à -5°C , nous avons une augmentation des enthalpies à l'entrée du compresseur de 521 kJ/kg à $547,6 \text{ kJ/kg}$ et une diminution des enthalpies à la sortie du compresseur de $610,1 \text{ kJ/kg}$ à $600,5 \text{ kJ/kg}$, ce que fait une diminution de travail de compresseur de $89,1 \text{ kJ/kg}$ à $52,9 \text{ kJ/kg}$, aussi une augmentation de la puissance frigorifique de $249,8 \text{ kJ/kg}$ à $276,4 \text{ kJ/kg}$, donc il y aura une augmentation de cop $2,8$ à $5,22$.

❖ Pour $T_c=35^\circ\text{C}$

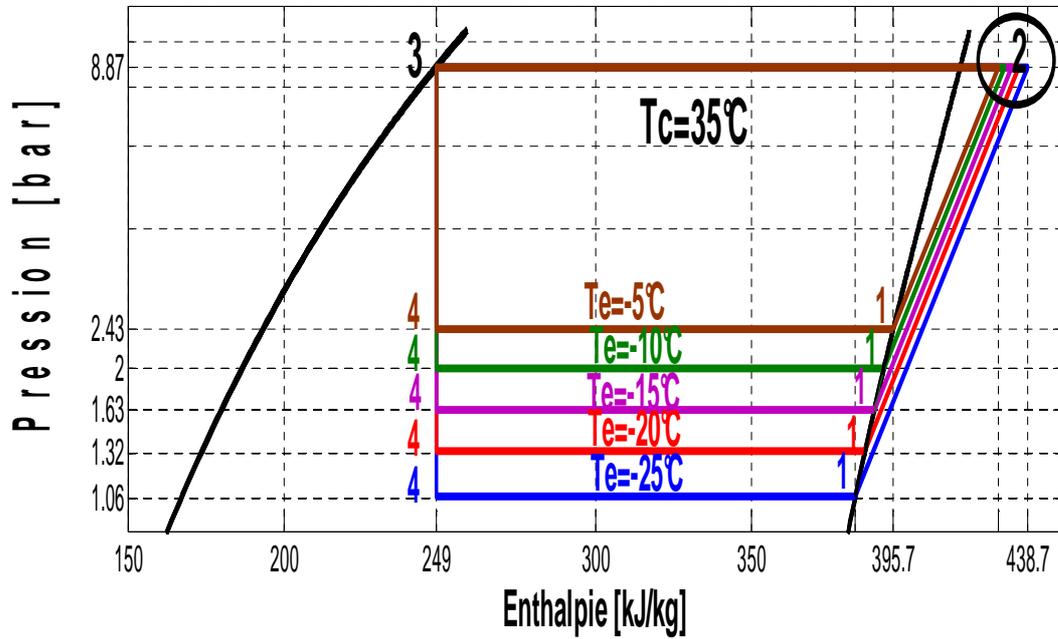


Figure III.22 : Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 35°C pour le R134a.

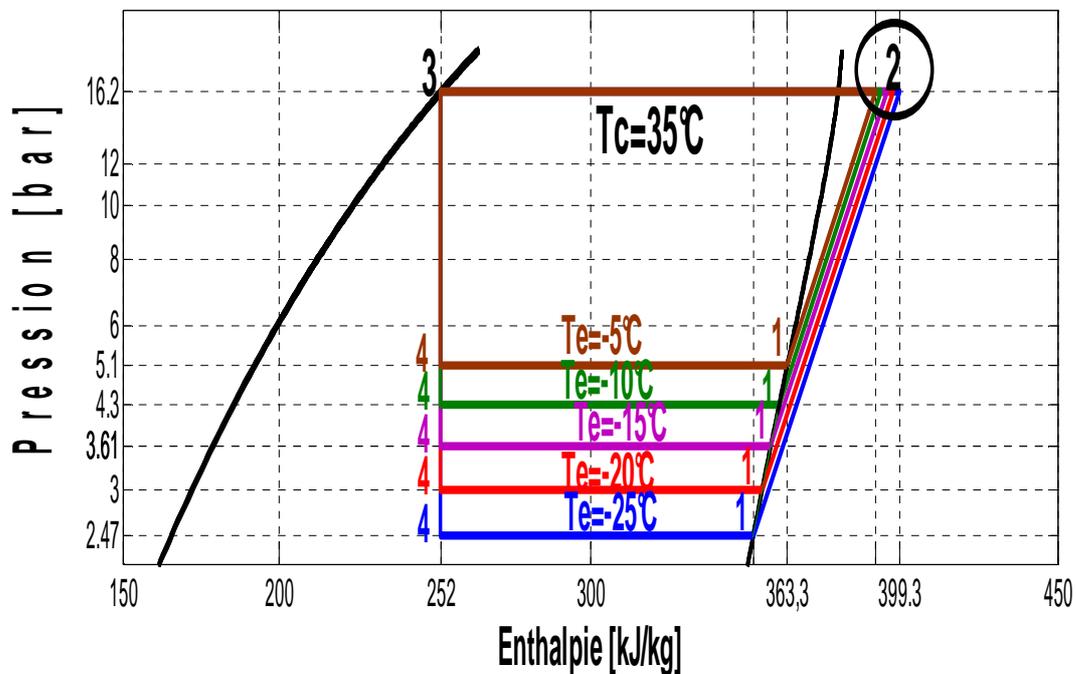


Figure III.23 : Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 35°C pour le R404A.

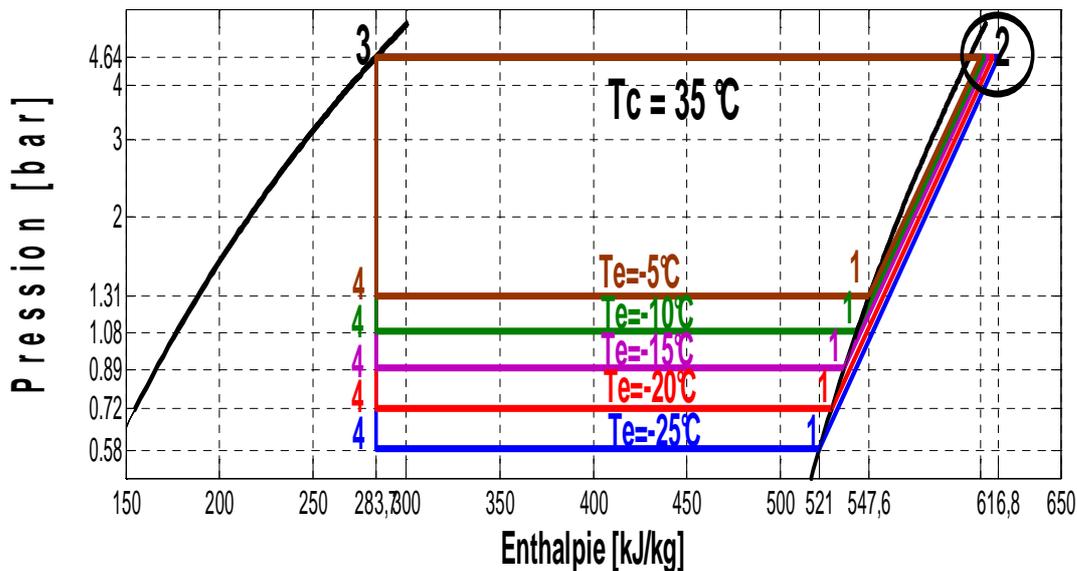


Figure III.24 : Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 35°C pour le R600a.

Figure III.22 et Figure III.23 et Figure III.24 : représentent l'influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 35°C pour chaque fluide frigorigène.

- Figure III.22 de R134a, montre que pour une augmentation de température d'évaporation de -25°C à -5°C, nous avons une augmentation des enthalpies à l'entrée du compresseur de 383,4 kJ/kg à 395,7 kJ/kg et une diminution des enthalpies à la sortie du compresseur de 438,7 kJ/kg à 429,3 kJ/kg, ce que fait une diminution de travail de compresseur de 55,3 kJ/kg à 33,6 kJ/kg, aussi une augmentation de la puissance frigorifique de 134,4 kJ/kg à 146,7 kJ/kg, donc il y aura une augmentation de cop 2,43 à 4,36.
- Figure III.23 de R404A, montre que pour une augmentation de température d'évaporation de -25°C à -5°C, nous avons une augmentation des enthalpies à l'entrée du compresseur de 352,3 kJ/kg à 363,3 kJ/kg et une diminution des enthalpies à la sortie du compresseur de 399,3 kJ/kg à 391,7 kJ/kg, ce que fait une diminution de travail de compresseur de 47 kJ/kg à 28,4 kJ/kg, aussi une augmentation de la puissance frigorifique de 100,3 kJ/kg à 111,3 kJ/kg, donc il y aura une augmentation de cop 2,13 à 3,91.
- Figure III.24 de R600a, montre que pour une augmentation de température d'évaporation de -25°C à -5°C, nous avons une augmentation des enthalpies à l'entrée du compresseur de 521 kJ/kg à 547,6 kJ/kg et diminution des enthalpies à la sortie du compresseur de 616,8 kJ/kg à 607,1 kJ/kg, ce que fait une diminution de travail de compresseur de 95,8 kJ/kg à 59,5 kJ/kg, aussi une augmentation de la puissance

frigorigène de 237,3 kJ/kg à 263,3 kJ/kg, donc il y aura une augmentation de cop 2,47 à 4,43.

❖ Pour $T_c=40^\circ\text{C}$

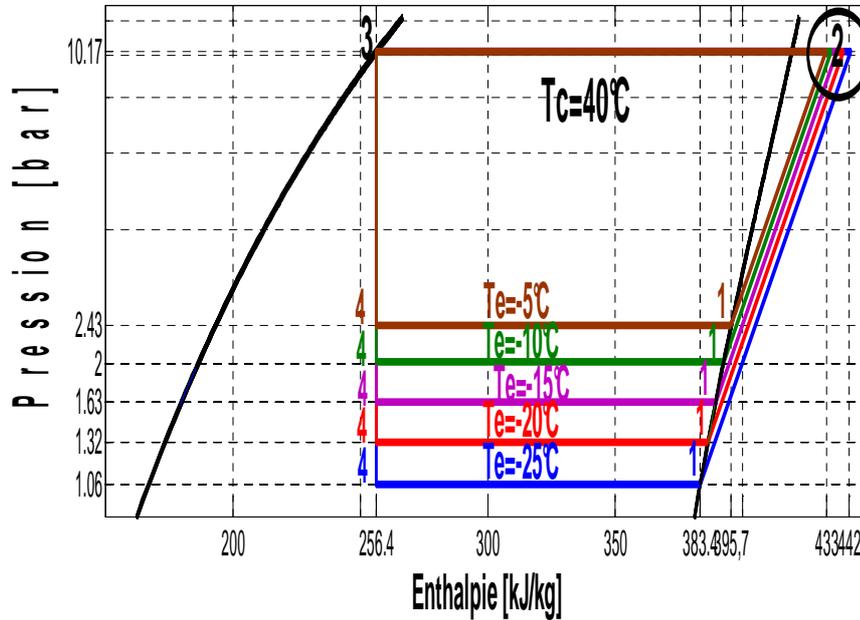


Figure III.25 : Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 40°C pour le R134a.

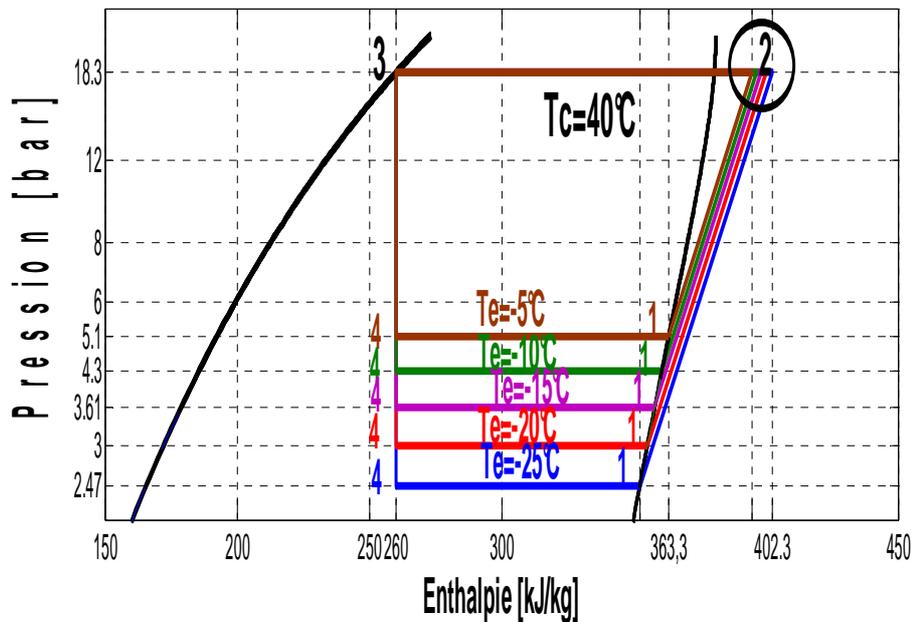


Figure III.26 : Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 40°C pour le R404A.

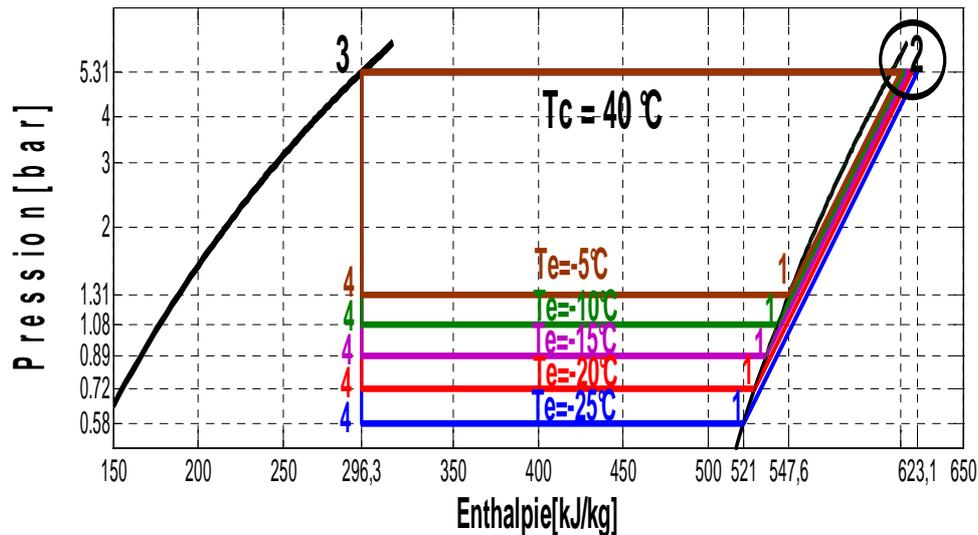


Figure III.27 : Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 40°C pour le R600a.

Figure III.25 et Figure III.26 et Figure III.27 : représentent l'influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 40°C pour chaque fluide frigorigène.

- Figure III.25 de R134a, montre que pour une augmentation de température d'évaporation de -25°C à -5°C, nous avons une augmentation des enthalpies à l'entrée du compresseur de 383,4 kJ/kg à 395,7 kJ/kg et diminution des enthalpies à la sortie du compresseur de 442,4 kJ/kg à 432,9 kJ/kg, ce que fait une diminution de travail de compresseur de 59kJ/kg à 37,2kJ/kg, aussi une augmentation de la puissance frigorifique de 127 kJ/kg à 139,3 kJ/kg ,donc il y aura une augmentation de cop 2,15 à 3,74.
- Figure III.26 de R404A, montre que pour une augmentation de température d'évaporation de -25°C à -5°C, nous avons une augmentation des enthalpies à l'entrée du compresseur de 352,3 kJ/kg à 363,3 kJ/kg et diminution des enthalpies à sortie du compresseur de 402,3 kJ/kg à 394,7 kJ/kg, ce que fait une diminution de travail de compresseur de 50 kJ/kg à 31,4kJ/kg, aussi une augmentation de la puissance frigorifique de 92,3 kJ/kg à 103,3 kJ/kg, donc il y aura une augmentation de cop 1,84 à 3,28.
- Figure III.27 de R600a, montre que pour une augmentation de température d'évaporation de -25°C à -5°C, nous avons une augmentation des enthalpies à l'entrée du compresseur de 521 kJ/kg à 547,6 kJ/kg et diminution des enthalpies à sortie du compresseur de 623,1 kJ/kg à 613,4 kJ/kg, ce que fait une diminution de travail de compresseur de 102,1kJ/kg à 65,8kJ/kg, aussi une augmentation de la puissance frigorifique de 224,7 kJ/kg à 251,3 kJ/kg, donc il y aura une augmentation de cop 2,2 à 3,81.

❖ Pour $T_c=45^\circ\text{C}$

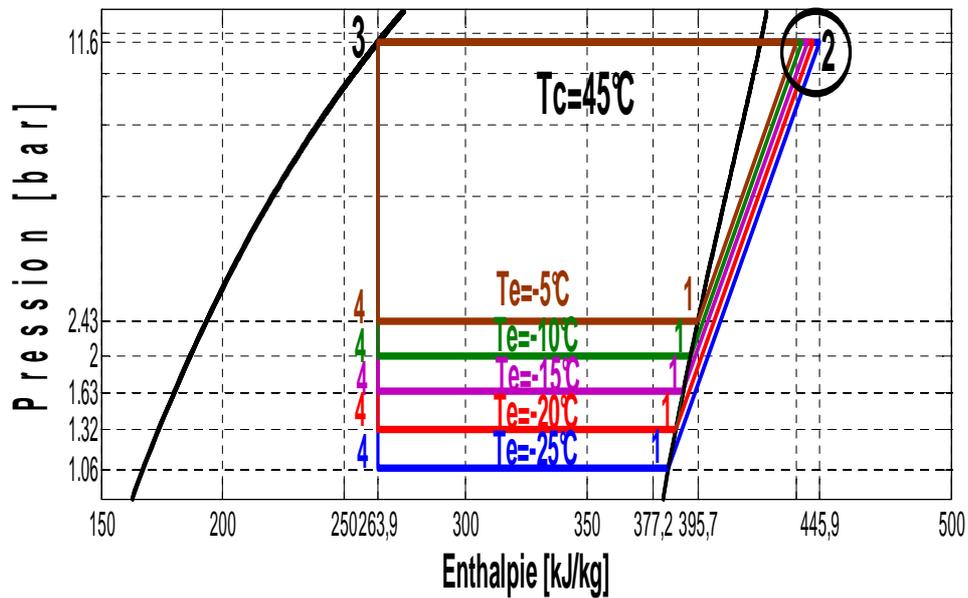


Figure III.28 : Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 45°C pour le R134a.

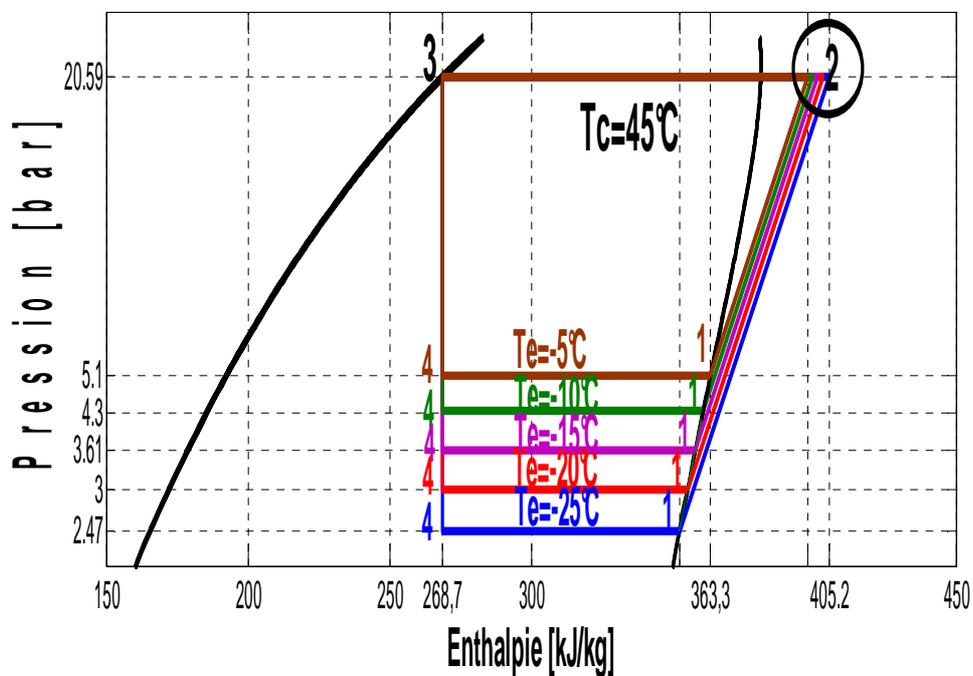


Figure III.29 : Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 45°C pour le R404A.

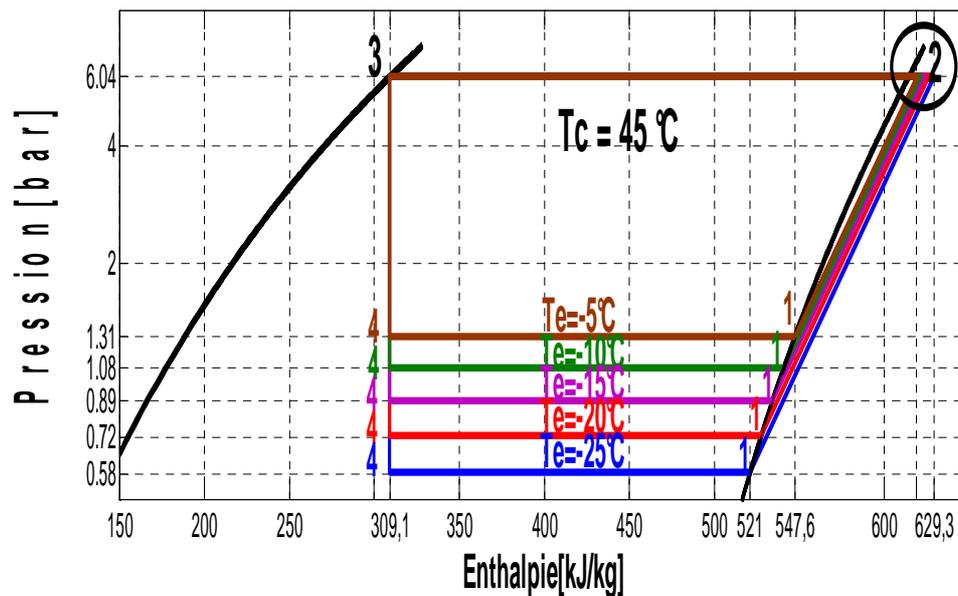


Figure III.30 : Influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 45°C pour le R600a.

Figure III.28 et Figure III.29 et Figure III.30 : représentent l'influence des températures d'évaporation sur les Enthalpie pour une température de condensation 45°C pour chaque fluide frigorigène.

- Figure III.28 de R134a, montre que pour une augmentation de température d'évaporation de -25°C à -5°C, nous avons une augmentation des enthalpies à l'entrée du compresseur de 383,4 kJ/kg à 395,7 kJ/kg et une diminution des enthalpies à la sortie du compresseur de 445,9 kJ/kg à 436,3 kJ/kg, ce que fait une diminution de travail de compresseur de 62,5 kJ/kg à 40,6 kJ/kg, aussi une augmentation de la puissance frigorifique de 119,5 kJ/kg à 131,5 kJ/kg, donc il y aura une augmentation de cop 1,91 à 3,24.
- Figure III.29 de R404A, montre que pour une augmentation de température d'évaporation de -25°C à -5°C, nous avons une augmentation des enthalpies à l'entrée du compresseur de 352,3 kJ/kg à 363,3 kJ/kg et une diminution des enthalpies à la sortie du compresseur de 405,2 kJ/kg à 397,5 kJ/kg, ce que fait une diminution de travail de compresseur de 52,9 kJ/kg à 34,2 kJ/kg, aussi une augmentation de la puissance frigorifique de 83,6 kJ/kg à 94,6 kJ/kg, donc il y aura une augmentation de cop 1,58 à 2,76.
- Figure III.30 de R600a, montre que pour une augmentation de température d'évaporation de -25°C à -5°C, nous avons une augmentation des enthalpies à l'entrée du compresseur de 521 kJ/kg à 547,6 kJ/kg et une diminution des enthalpies à la sortie du compresseur de 629,3 kJ/kg à 619,5 kJ/kg, ce que fait une diminution de travail de compresseur de 108,3 kJ/kg à 71,9 kJ/kg, aussi une augmentation de la puissance frigorifique de 211,9 kJ/kg à 238,5 kJ/kg, donc il y aura une augmentation de cop 1,95 à 3,32.

❖ Pour $T_c=50^\circ\text{C}$

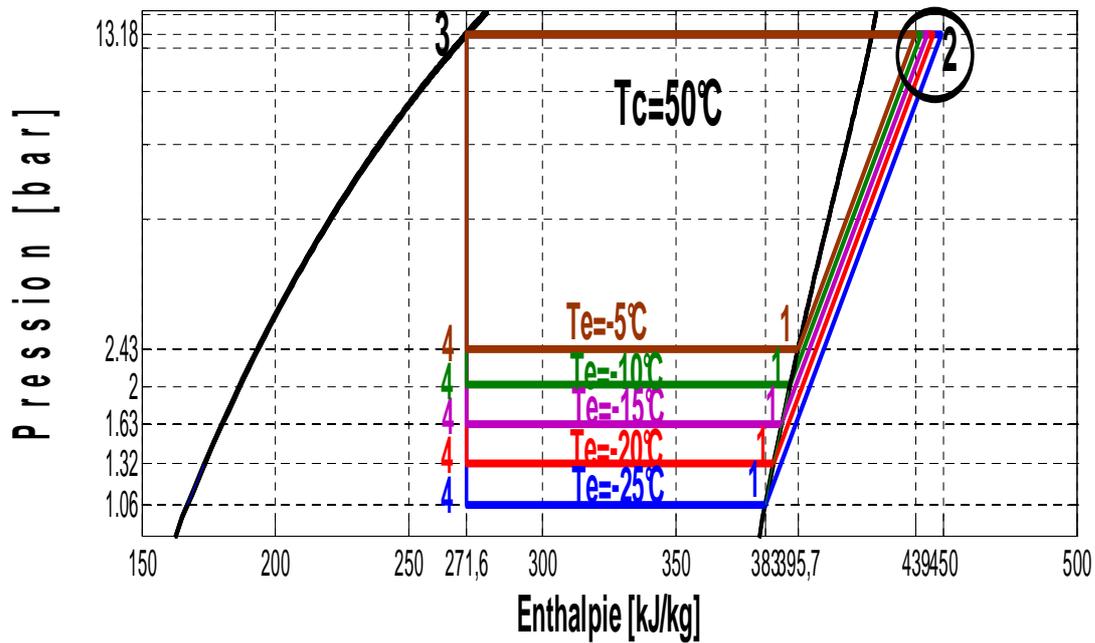


Figure III.31 : Influence des températures d'évaporation sur les Enthalpies pour une température de condensation 50°C pour le R134a.

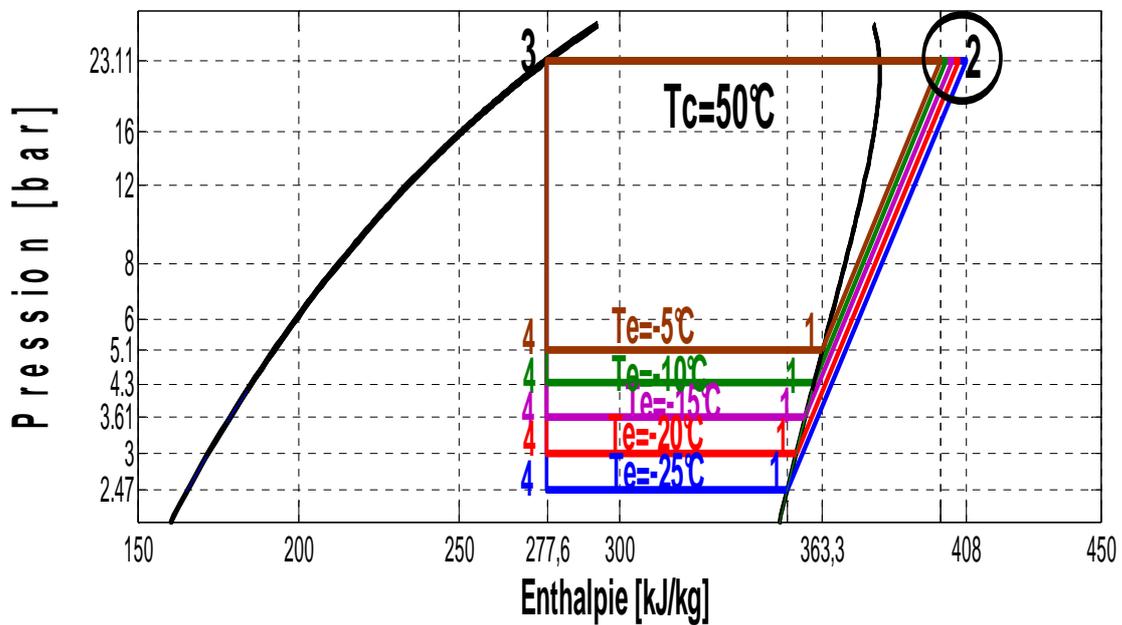


Figure III.32 : Influence des températures d'évaporation sur les Enthalpies pour une température de condensation 50°C pour le R404A.

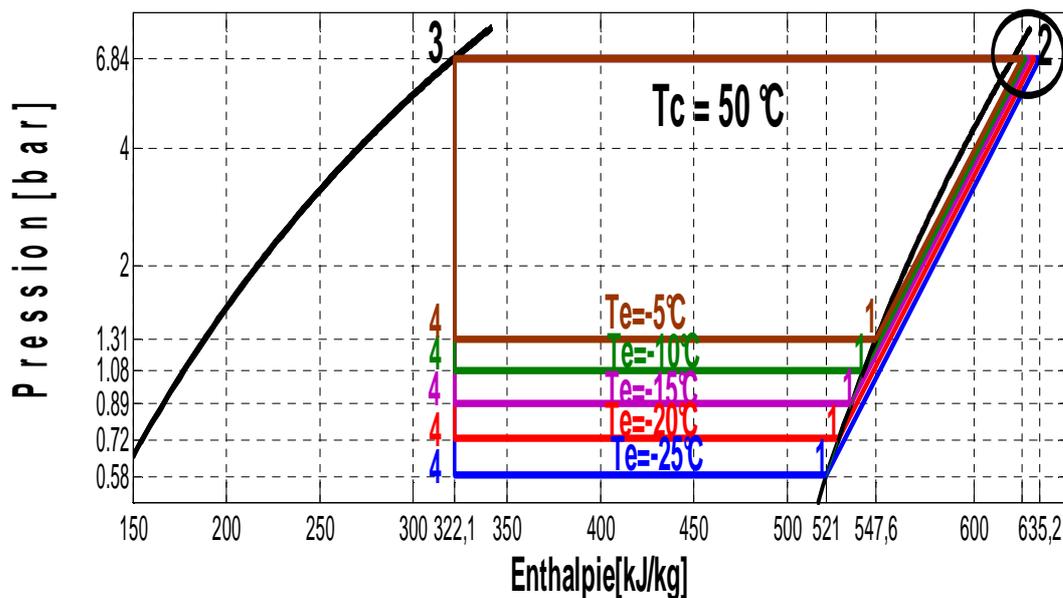


Figure III.33 : Influence des températures d'évaporation sur les Enthalpies pour une température de condensation 50°C pour le R600a.

Figure III.31 et Figure III.32 Figure III.33 : représentent l'influence des températures d'évaporation sur les enthalpies pour une température de condensation 50°C pour chaque fluide frigorigène.

- Figure III.31 de R134a, montre que pour une augmentation de température d'évaporation de -25°C à -5°C, nous avons une augmentation des enthalpies à l'entrée du compresseur de 383,4 kJ/kg à 395,7 kJ/kg et une diminution des enthalpies à la sortie du compresseur de 449,4 kJ/kg à 439,7 kJ/kg, ce que fait une diminution de travail de compresseur de 66 kJ/kg à 44 kJ/kg, aussi une augmentation de la puissance frigorifique de 111,8 kJ/kg à 124,1 kJ/kg, donc il y aura une augmentation de cop 1,69 à 2,82.
- Figure III.32 de R404A, montre que pour une augmentation de température d'évaporation de -25°C à -5°C, nous avons une augmentation des enthalpies à l'entrée du compresseur de 352,3 kJ/kg à 363,3 kJ/kg et une diminution des enthalpies à la sortie du compresseur de 408 kJ/kg à 400,1 kJ/kg, ce que fait une diminution de travail de compresseur de 55,7 kJ/kg à 36,8 kJ/kg, aussi une augmentation de la puissance frigorifique de 74,7 kJ/kg à 85,7 kJ/kg, donc il y aura une augmentation de cop 1,34 à 2,32.
- Figure III.33 de R600a, montre que pour une augmentation de température d'évaporation de -25°C à -5°C, nous avons une augmentation des enthalpies à l'entrée du compresseur de 521 kJ/kg à 547,6 kJ/kg et une diminution des enthalpies à la sortie du compresseur de 635,2 kJ/kg à 625,4 kJ/kg, ce que fait une diminution de travail de compresseur de 114,2 kJ/kg à 77,8 kJ/kg, aussi une augmentation de la puissance frigorifique de 198,9 kJ/kg à 225,5 kJ/kg, donc il y aura une augmentation de cop 1,74 à 2,89.

III.7.Conclusion

L'étude faite au cours de ce chapitre montre l'évolution de différents paramètres physiques pour chaque fluide frigorigène individuellement sous des conditions différentes ainsi qu'une étude comparative entre ces derniers. Tel qu'on constate que la température de condensation ainsi que la température d'évaporation influence les performances de l'installation frigorifique.

Introduction

Dans ce chapitre on étudiera les évolutions des paramètres physiques pour les fluides frigorigènes R134a, R404A et R600a en fonction des températures d'évaporation et de condensation.

Pour les évolutions de puissance frigorifique, cop, la puissance de compresseur, on a fixé le débit de 1,2 g/s et pour les évolutions du rendement exergetique pour une puissance frigorifique de 150 w.

IV.1. Influence des températures sur la Puissance frigorifique

Dans ce paragraphe, on présente la variation de la puissance frigorifique en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour les fluides frigorigènes utilisés.

• R134A

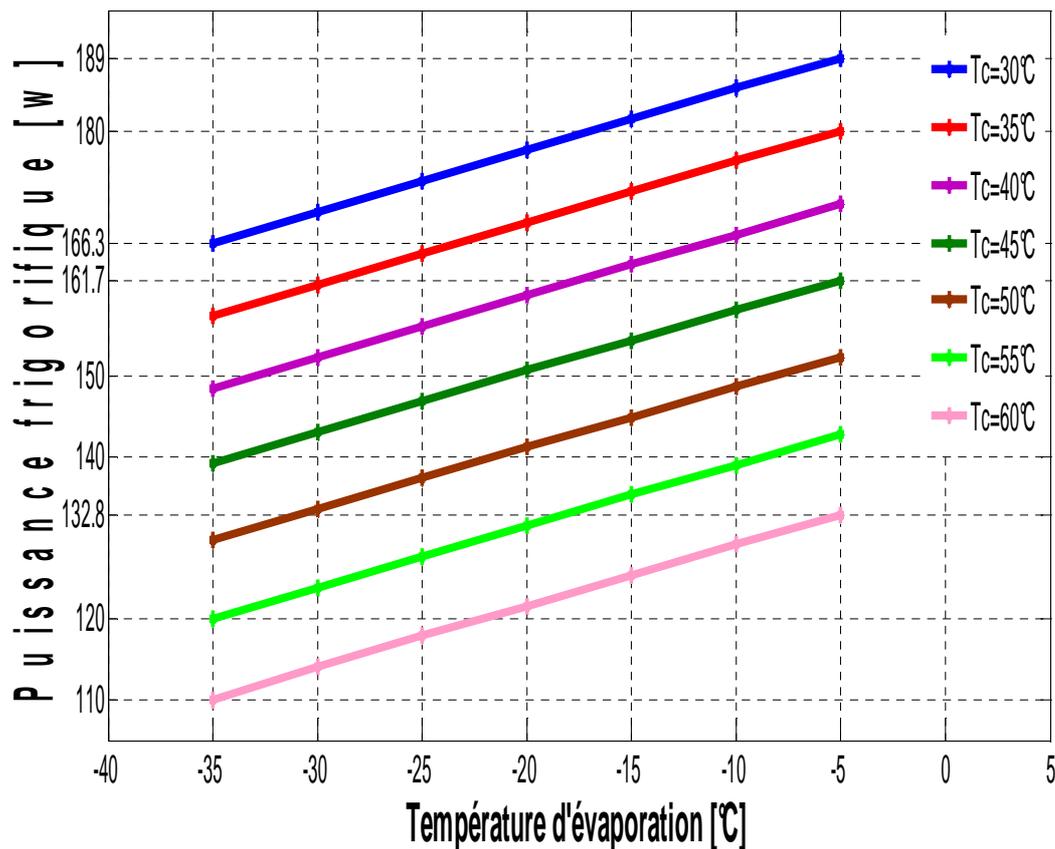


Figure IV.1 : Influence des températures sur la puissance frigorifique pour le R134a.

• R404A

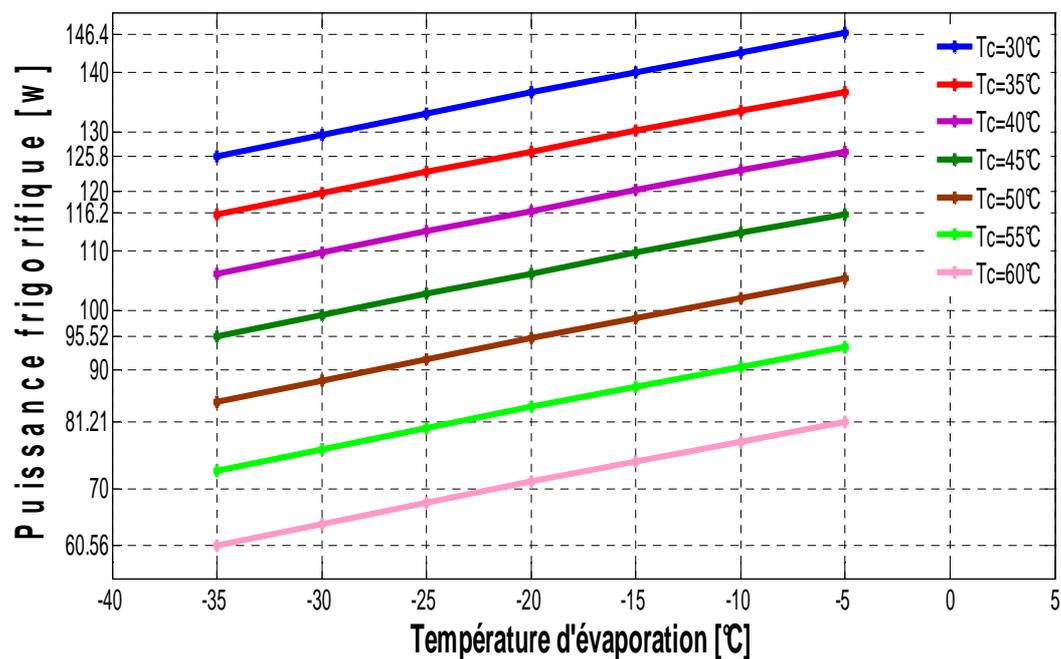


Figure IV.2 : Influence des températures sur la puissance frigorifique pour le R404A.

• R600A

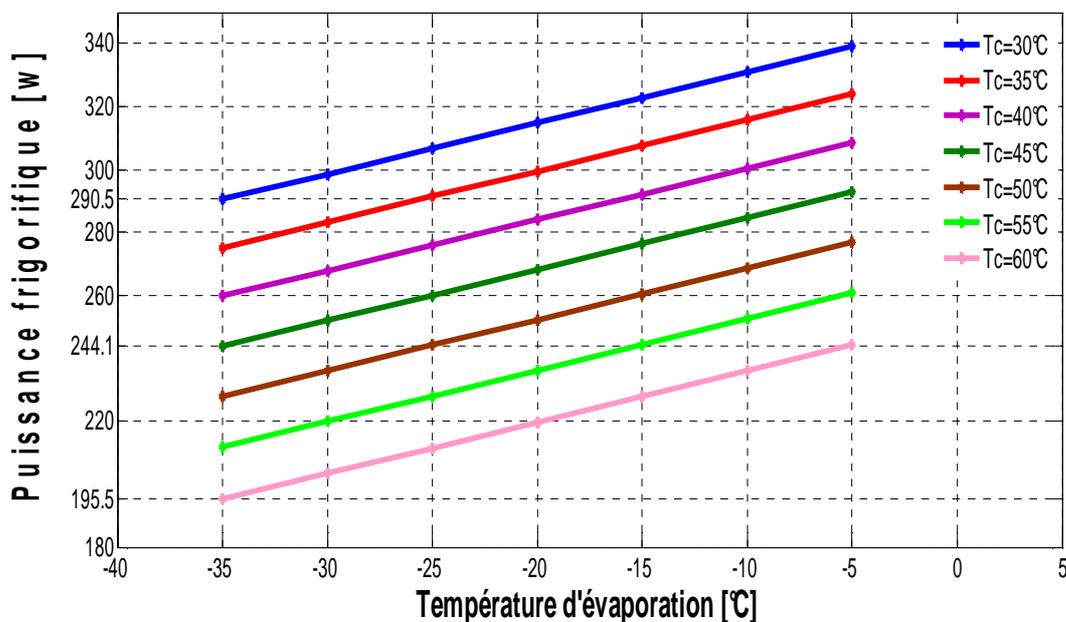


Figure IV.3 : Influence des températures sur la puissance frigorifique pour le R600a.

Chapitre IV : Présentation des résultats pour les cycles réels

Les figures IV.1 et IV.2 et IV.3 représentent l'évolution de la puissance frigorifique (Q_f) en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour les fluides frigorigènes **R134a, R404A et R600a**.

En gardant la température des fluides frigorigènes dans l'évaporateur constante, on constate que pour tous les fluides frigorigènes l'évolution de la puissance frigorifique (Q_f) est inversement proportionnelle à l'augmentation de la température de condensation, et la même chose en gardant une température des fluides frigorigènes constante dans le condenseur, on constate que pour tous les fluides frigorigènes l'évolution de la puissance frigorifique (Q_f) est proportionnelle à l'augmentation de la température d'évaporation.

La figure IV.1 de R134a, montre que pour une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -5°C nous avons une augmentation de la puissance frigorifique (Q_f) de 166.3 W à 189W pour une température de condensation $T_c = 30^{\circ}\text{C}$, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 60°C , nous avons une diminution de la puissance frigorifique (Q_f) de 125.8W à 110W pour une température d'évaporation $T_e = -35^{\circ}\text{C}$ et de 189W à 132,8W pour une température d'évaporation $T_e = -5^{\circ}\text{C}$.

A la lumière de la figure IV.2 de R404A, pour une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -5°C nous avons une augmentation de la puissance frigorifique (Q_f) de 125,8W à 146,4W pour une température de condensation de $T_c = 30^{\circ}\text{C}$, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 60°C , nous avons une diminution de la puissance frigorifique (Q_f) de 125,8W à 60,56W pour un $T_e = -35^{\circ}\text{C}$ et de 146,4W à 81,21W pour une température d'évaporation $T_e = -5^{\circ}\text{C}$.

Dans l'optique de la figure IV.3 de R600a, pour une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -5°C nous avons une augmentation de la puissance frigorifique (Q_f) de 290,5W à 340W pour une température de condensation $T_c = 30^{\circ}\text{C}$, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 60°C , nous avons une diminution de la puissance frigorifique (Q_f) de 290.5W à 195.5W pour une température d'évaporation $T_e = -35^{\circ}\text{C}$ et de 340W à 244.1W pour une température d'évaporation $T_e = -5^{\circ}\text{C}$.

IV.2. Influence des températures sur la puissance de compresseur :

Dans ce paragraphe, on présente la variation de la puissance consommée par le compresseur en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour les fluides frigorigènes utilisés.

- **R134a:**

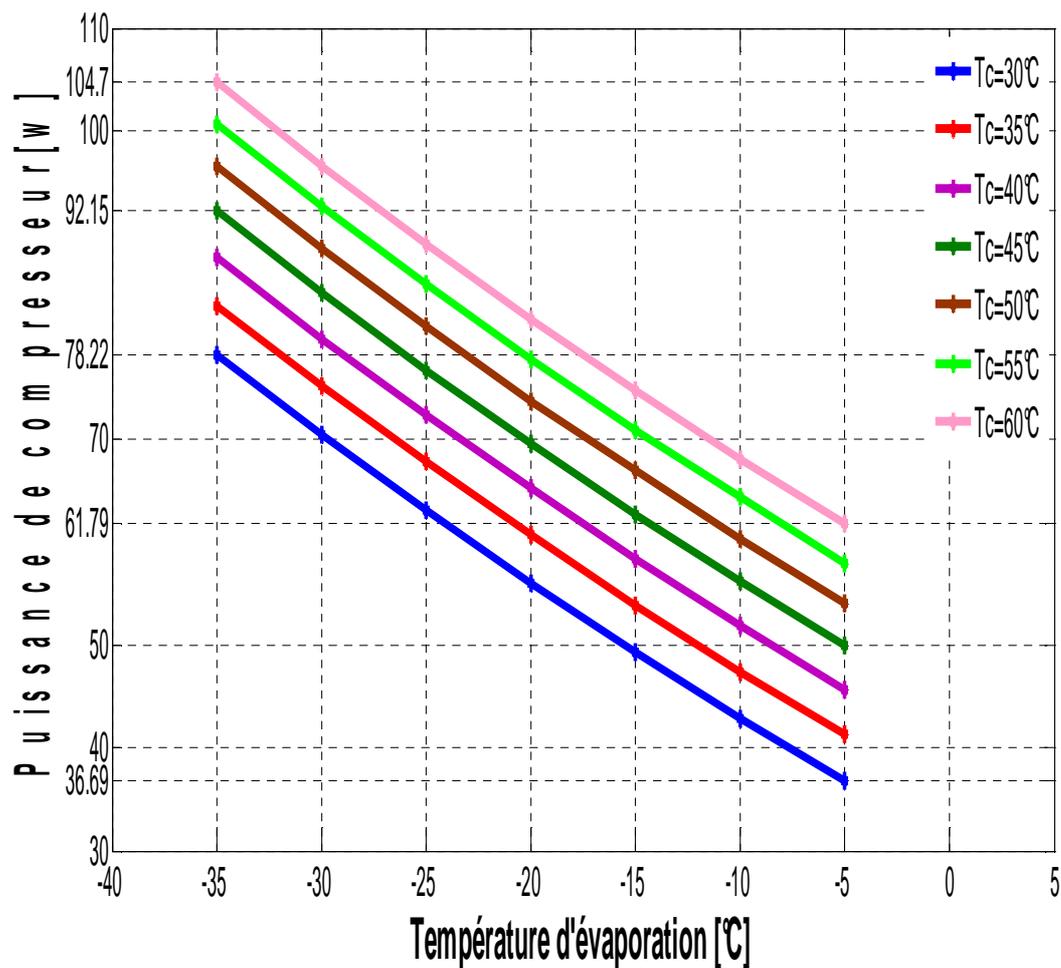


Figure IV.4 : Influence des températures sur la puissance de compresseur (W_C) pour le R134a.

• R404A :

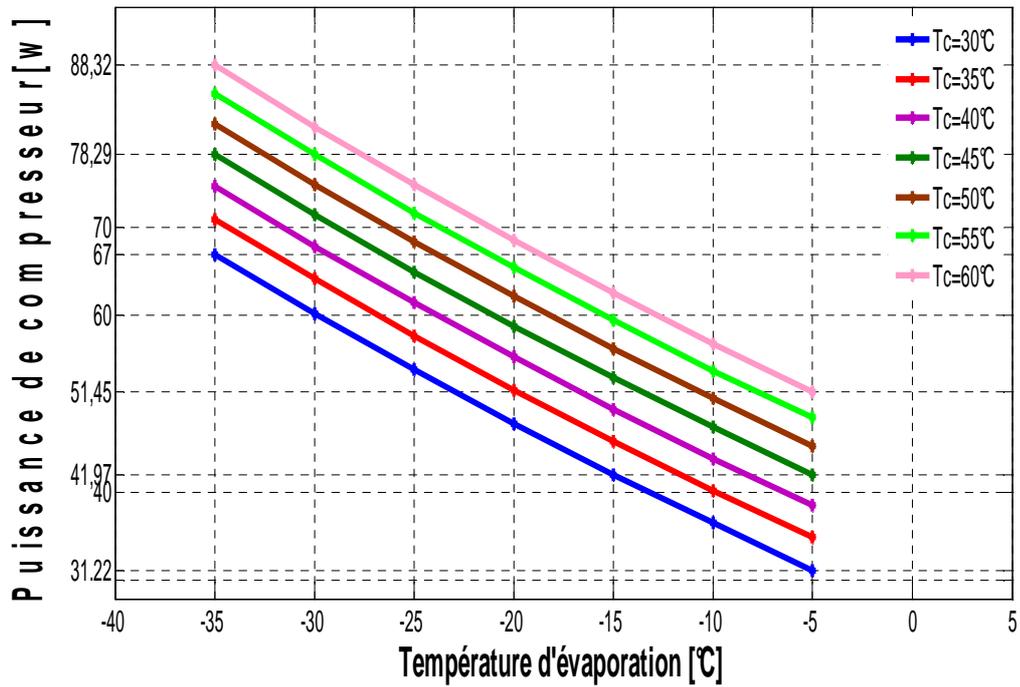


Figure IV.5 : Influence des températures sur la puissance de compresseur (W_C) pour le R404A.

R600A :

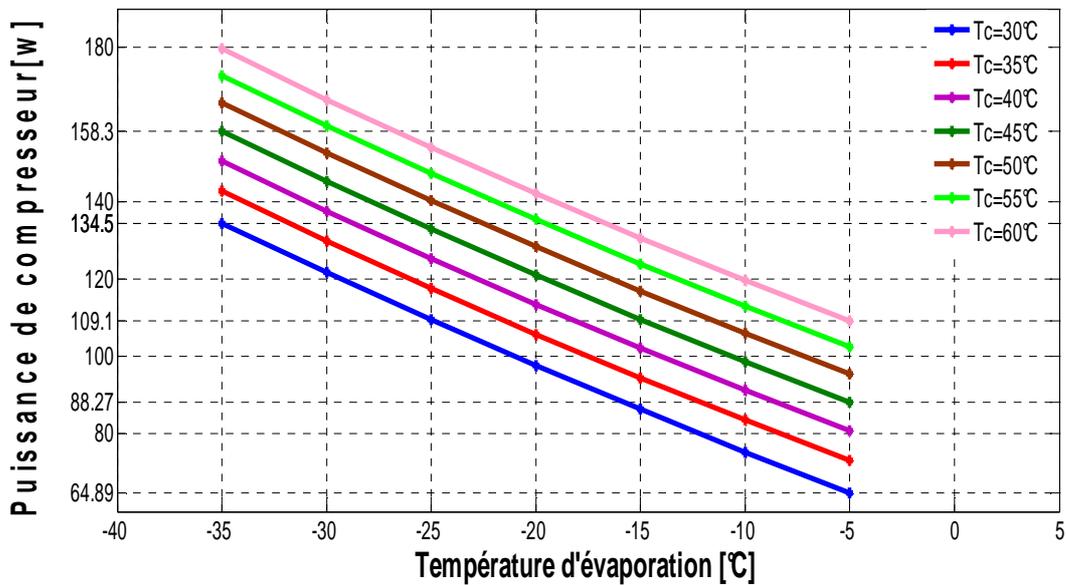


Figure IV.6 : Influence des températures sur la puissance de compresseur (W_C) pour le R600a.

Les figures IV.4, IV.5 et IV.6, représentent l'évolution de la puissance de compresseur en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour les fluides frigorigènes **R134a, R404A et R600a**.

En gardant la température des fluides frigorigènes dans l'évaporateur constante, on constate que pour tous les fluides frigorigènes l'évolution de la puissance de compresseur W_c est proportionnelle à l'augmentation de la température de condensation et la même chose en gardant une température des fluides frigorigènes constante dans le condenseur, on constate que pour tous les fluides frigorigènes l'évolution de la puissance de compresseur W_c est inversement proportionnelle à l'augmentation de la température d'évaporation.

La figure IV.4 de R134a, montre que pour une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -5°C nous avons une diminution de la puissance de compresseur W_c de 78,22W à 36,69 w pour une température de condensation $T_c = 30^{\circ}\text{C}$, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 60°C , nous avons une augmentation de la puissance de compresseur W_c de 78.22 W à 104.7 W pour un $T_e = -35^{\circ}\text{C}$ et de 36.69 W à 61.79 W pour une température d'évaporation $T_e = -5^{\circ}\text{C}$.

La figure IV.5de R404A, pour une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -5°C nous avons une diminution de la puissance de compresseur W_c de 67W à 31.22W pour une température de condensation de $T_c = 30^{\circ}\text{C}$, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 60°C , nous avons une augmentation de la puissance de compresseur W_c de 67W à 88.22W pour un $T_e = -35^{\circ}\text{C}$ et de 31.22W à 51.45W pour une température d'évaporation $T_e = -5^{\circ}\text{C}$.

Dans l'optique de la figure IV.6de R600a, pour une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -5°C nous avons une diminution de la puissance de compresseur W_c de 134.5W à 64.89W pour une température de condensation $T_c = 30^{\circ}\text{C}$, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 60°C , nous avons une augmentation de la puissance de compresseur W_c de 134.5W à 180W pour une température d'évaporation $T_e = -35^{\circ}\text{C}$ et de 64.89W à 109.1W pour une température d'évaporation $T_e = -5^{\circ}\text{C}$.

IV.3. Influence des températures sur le COP :

Dans ce paragraphe, on présente la variation du coefficient de performance COP en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour les fluides frigorigènes utilisés.

- **R134A**

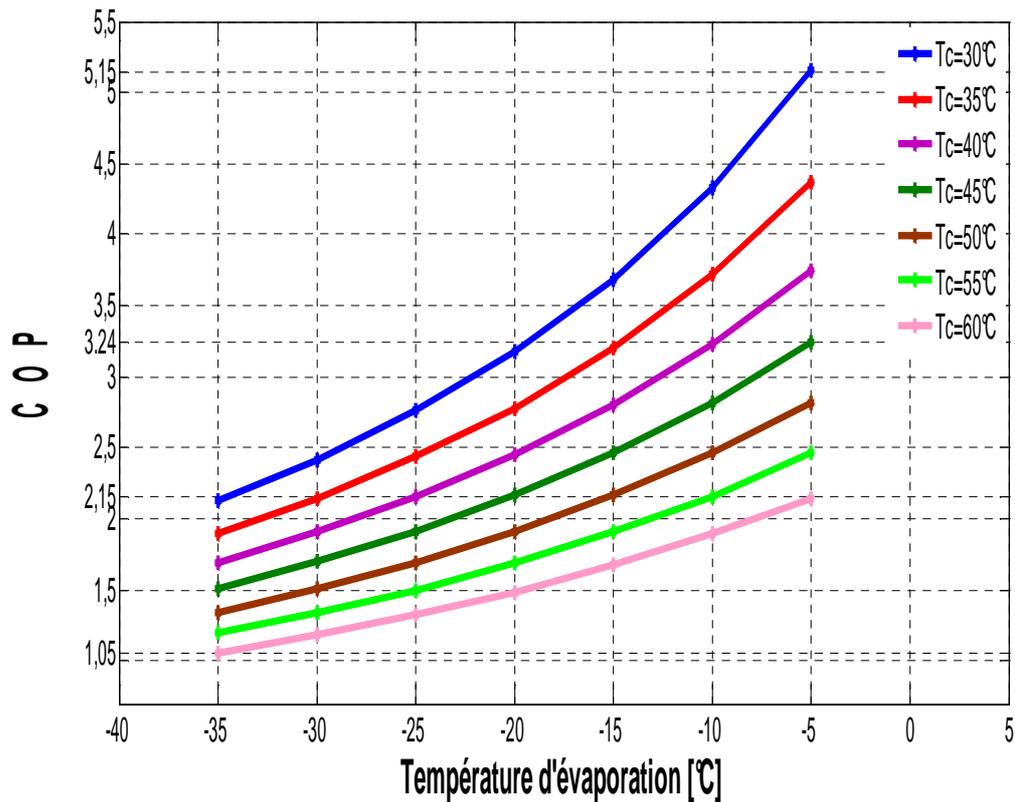


Figure IV.7 : Influence des températures sur le COP pour le R134a.

• R404A

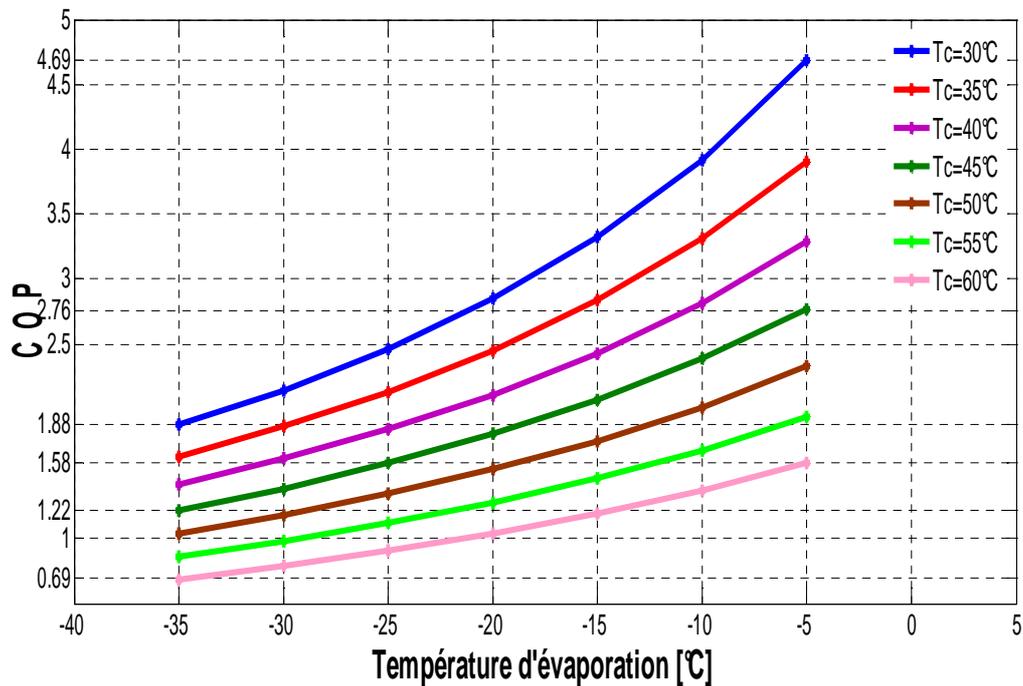


Figure IV.8 : Influence des températures sur le COP pour le R404A.

• R600A

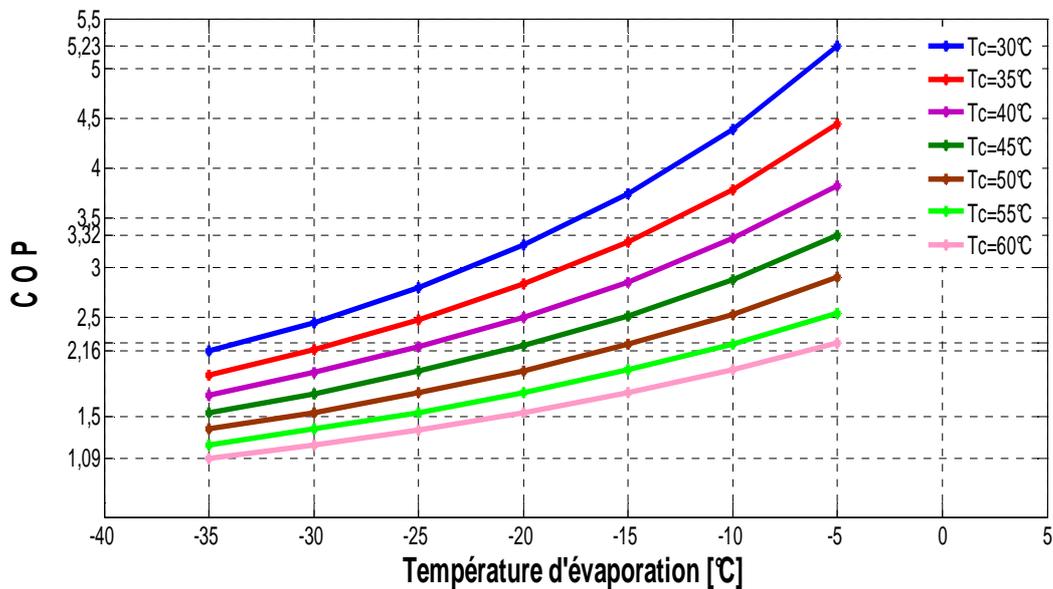


Figure IV.9 : Influence des températures sur le COP pour le R600a.

Les figures IV.7 et IV.8 et IV.9 représentent l'évolution du coefficient de performance **COP** en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour les fluides frigorigènes **R134a, R404A et R600a**.

En gardant la température des fluides frigorigènes dans l'évaporateur constante, on constate que pour tous les fluides frigorigènes l'évolution du COP est inversement proportionnelle à l'augmentation de la température de condensation et la même chose on gardant une température des fluides frigorigènes constante dans le condenseur, on constate que pour tous les fluides frigorigènes l'évolution du COP est proportionnelle à l'augmentation de la température d'évaporation.

La figure IV.7 de R134a, montre que pour une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -5°C nous avons une augmentation du COP de 2,15 à 5,15 pour une température de condensation $T_c = 30^{\circ}\text{C}$, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 60°C , nous avons une diminution du COP de 2,15 à 1,05 pour une température d'évaporation $T_e = -35^{\circ}\text{C}$ et de 5,15 à 2,15 pour une température d'évaporation $T_e = -5^{\circ}\text{C}$.

A la lumière de la figure IV.8 de R404A, montre que pour une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -5°C nous avons une augmentation du COP de 1,88 à 4,69 pour une température de condensation $T_c = 30^{\circ}\text{C}$, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 60°C , nous avons une diminution du COP de 1,88 à 0,69 pour une température d'évaporation $T_e = -35^{\circ}\text{C}$ et 4,69 à 1,58 pour une température d'évaporation $T_e = -5^{\circ}\text{C}$.

Dans l'optique de la figure IV.9 de R600A, montre que pour une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -5°C nous avons une augmentation du COP de 2,16 à 5,23 pour une température de condensation $T_c = 30^{\circ}\text{C}$, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 60°C , nous avons une diminution du COP de 2,16 à 1,09 pour une température d'évaporation $T_e = -35^{\circ}\text{C}$ et 5,23 à 2,21 pour une température d'évaporation $T_e = -5^{\circ}\text{C}$.

IV.4. Influence des températures sur l'exergie détruite :

Dans cette partie, on présente la variation de l'exergie détruite dans chaque composant du système en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour différents fluides frigorigènes.

IV.4.1. Influence des températures sur l'exergie détruite par le compresseur :

- R134a

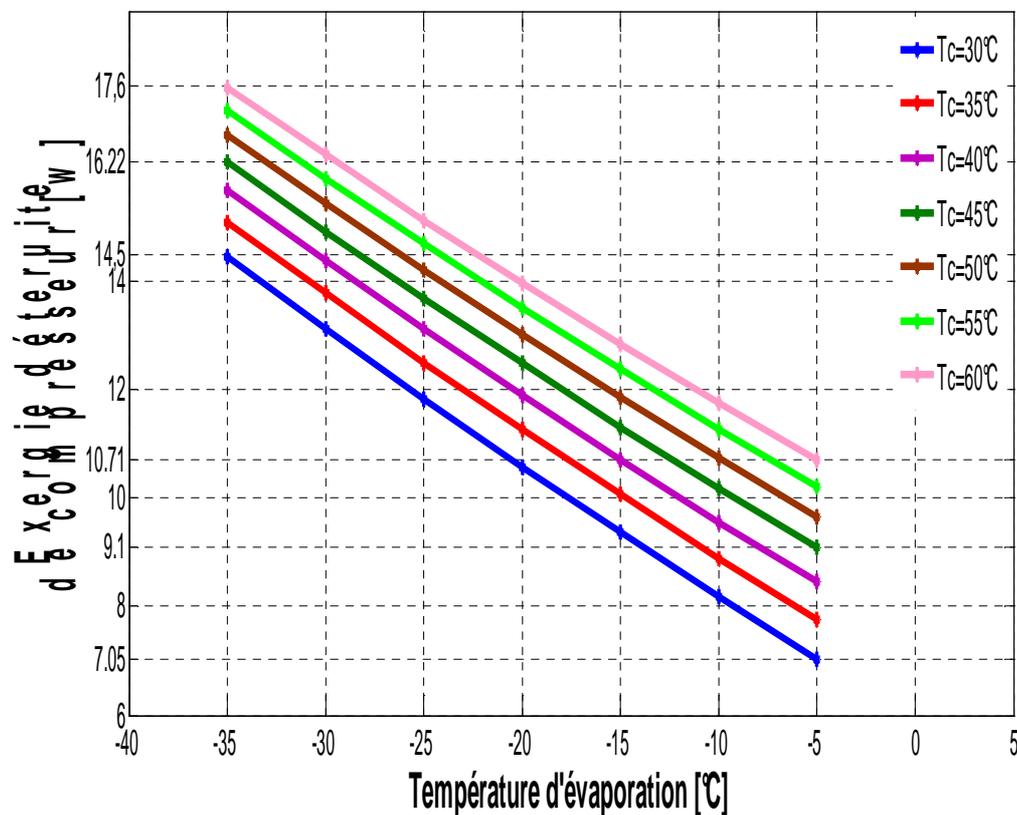


Figure IV.10 : Influence des températures sur l'exergie détruite par le compresseur pour le R134a.

• R404A

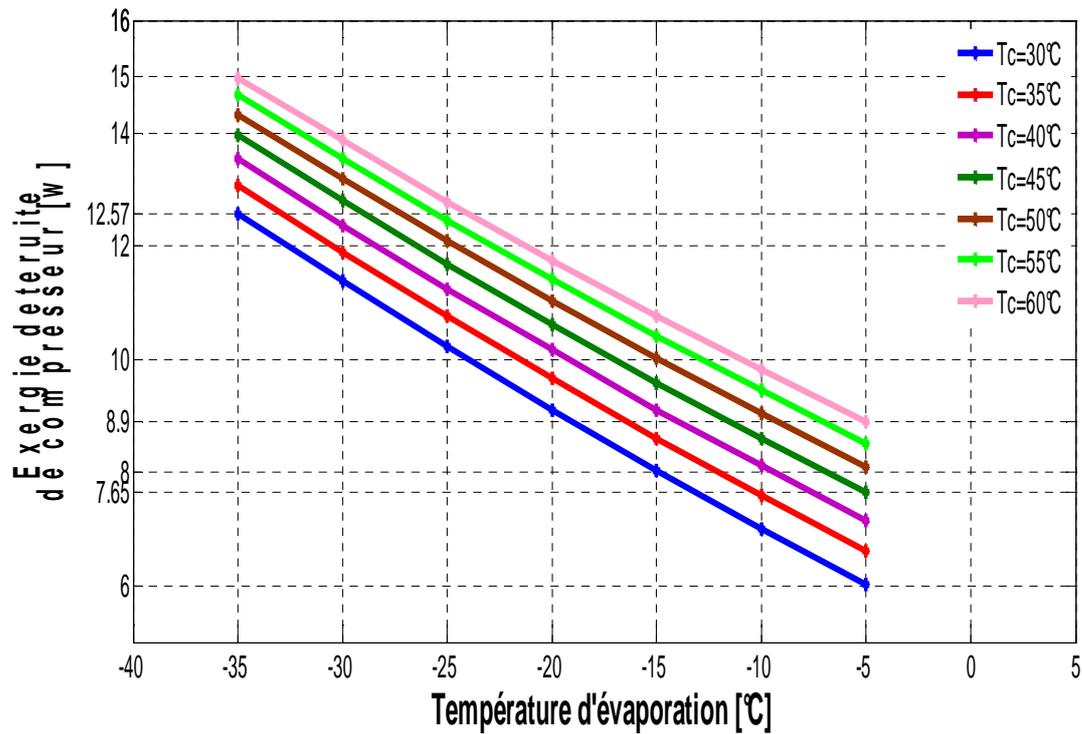


Figure IV.11 : Influence des températures sur l'exergie détruite par le compresseur pour le R404A.

• R600a

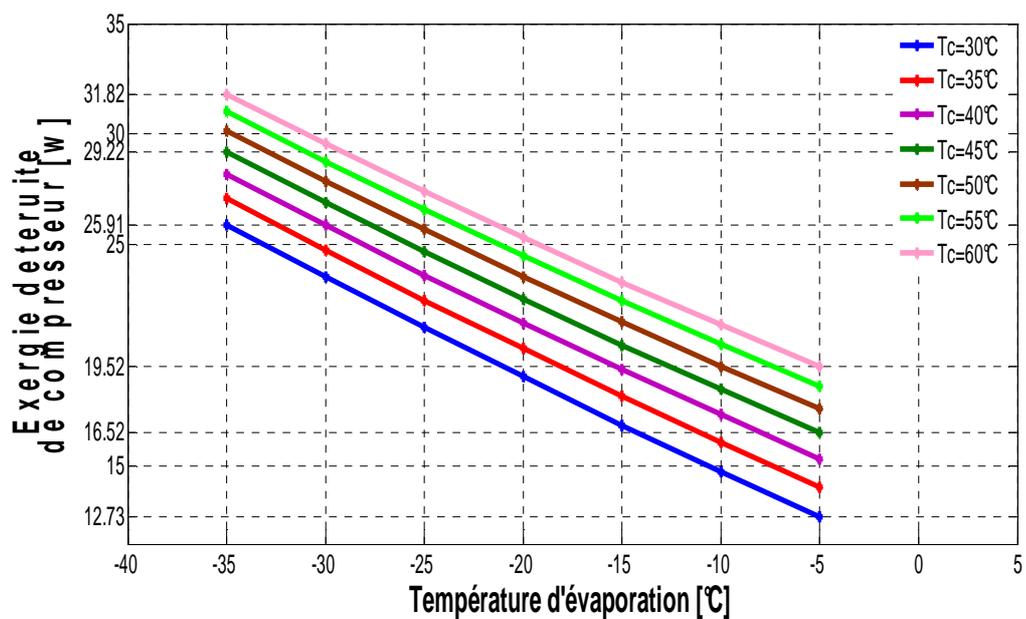


Figure IV.12 : Influence des températures sur l'exergie détruite par le compresseur Pour le R600a.

Chapitre IV : Présentation des résultats pour les cycles réels

Les figures IV.10, IV.11 et IV.12 représentent l'évolution de l'exergie détruite dans le compresseur en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour les fluides frigorigènes **R134a R404A et R600a**.

On remarque que l'évolution de l'exergie détruite dans le compresseur est directement proportionnelle à l'augmentation de la température de condensation et elle est inversement proportionnelle à l'augmentation de la température d'évaporation.

- Figure IV.10 : Pour une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -5°C et avec une température de condensation $T_c = 30^{\circ}\text{C}$ nous avons une diminution de l'exergie détruite par le compresseur de 14.5W à 7.05W , tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 60°C , nous avons une augmentation de l'exergie détruite par le compresseur de 14.5W à 17.6W pour une température d'évaporation $T_e = -35^{\circ}\text{C}$ et de 6W à 8.9W pour une température d'évaporation $T_e = -5^{\circ}\text{C}$.
- Figure IV.11 : Pour une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -5°C et avec une température de condensation $T_c = 30^{\circ}\text{C}$ nous avons une diminution de l'exergie détruite par le compresseur de 12.57W à 6W , tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 60°C , nous avons une augmentation de l'exergie détruite par le compresseur de 12.57W à 15W pour une température d'évaporation $T_e = -35^{\circ}\text{C}$ et de 7.05W à 10.71W pour une température d'évaporation $T_e = -5^{\circ}\text{C}$.
- Figure IV.12 : Pour une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -5°C et avec une température de condensation $T_c = 30^{\circ}\text{C}$ nous avons une diminution de l'exergie détruite par le compresseur de 25.91W à 12.73W , tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 60°C , nous avons une augmentation de l'exergie détruite par le compresseur de 25.91W à 31.82W pour une température d'évaporation $T_e = -35^{\circ}\text{C}$ et de 12.73W à 19.52W pour une température d'évaporation $T_e = -5^{\circ}\text{C}$.

IV.4.2. Influence des températures sur l'exergie détruite par le condenseur :

• R134a

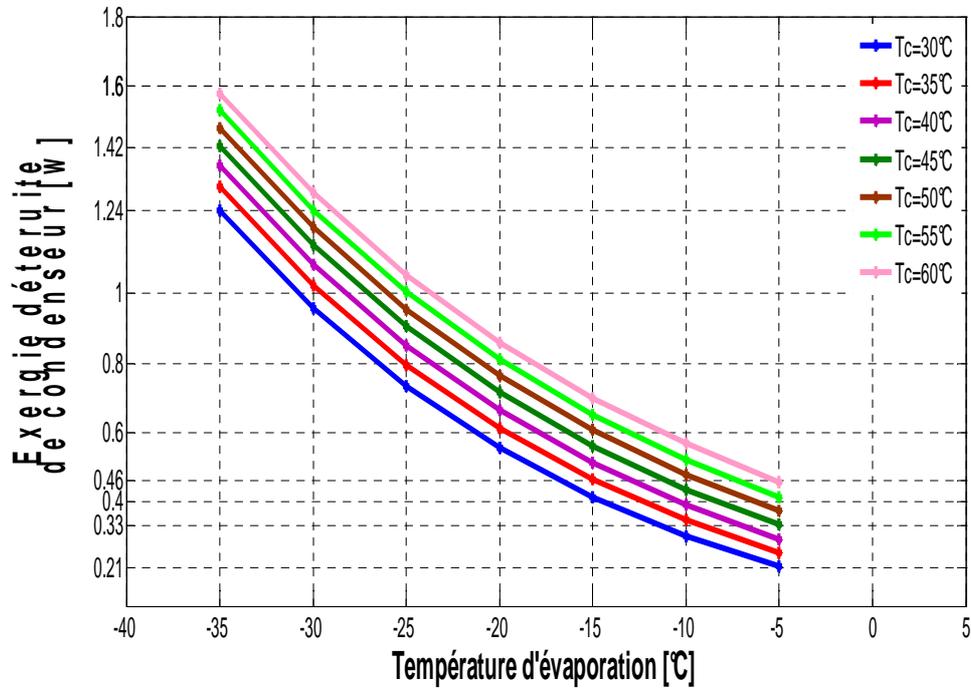


Figure IV.13 : Influence des températures sur l'exergie détruite par le condenseur pour le R134a.

R404A :

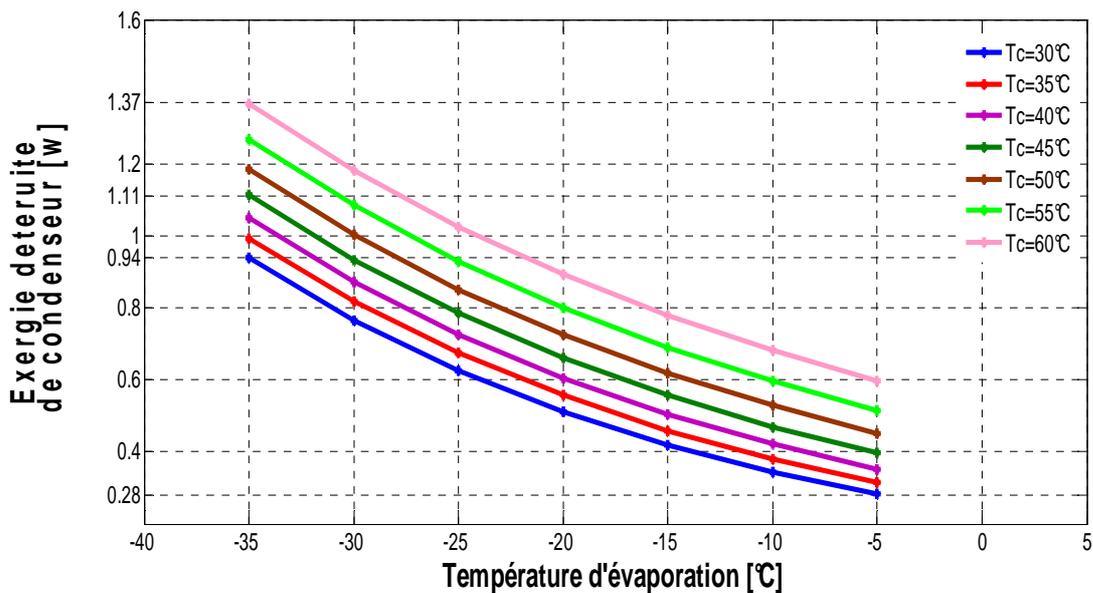


Figure IV.14 : Influence des températures sur l'exergie détruite par le condenseur pour le R404A.

- R600a :

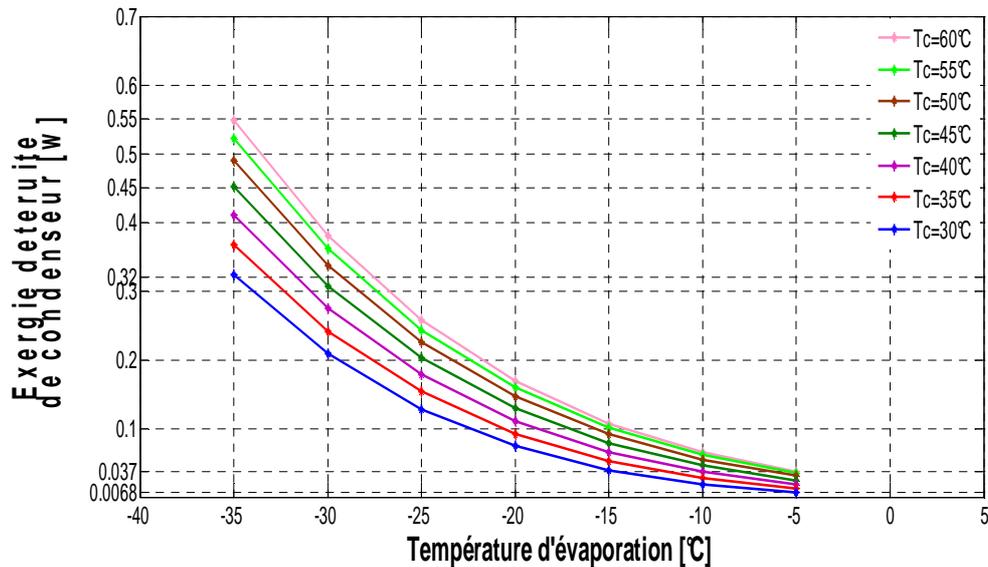


Figure IV.15 : Influence des températures sur l'exergie détruite par le condenseur pour le R600a.

Les figures IV.13, IV.14 et IV.15 : représentent l'évolution de l'exergie détruite dans le compresseur en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour les fluides frigorigènes **R134a R404A et R600a**.

On remarque que l'évolution de l'exergie détruite dans le condenseur est directement proportionnelle à l'augmentation de la température de condensation et elle est inversement proportionnelle à l'augmentation de la température d'évaporation.

- Figure IV.13 : Pour une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -5°C et avec une température de condensation $T_c = 30^{\circ}\text{C}$ nous avons une diminution de l'exergie détruite par le condenseur de 1.24W à 0.21W , tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 60°C , nous avons une augmentation de l'exergie détruite par le condenseur de 1.24W à 1.6W pour une température d'évaporation $T_e = -35^{\circ}\text{C}$ et de 0.21W à 0.46W pour une température d'évaporation $T_e = -5^{\circ}\text{C}$.

- Figure IV.14 : Pour une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -5°C et avec une température de condensation $T_c = 30^{\circ}\text{C}$ nous avons une diminution de l'exergie détruite par le condenseur de 0.94 W à 0.28 W , tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 60°C , nous avons une augmentation de l'exergie détruite par le condenseur de 0.94 W à 1.37 W pour une température d'évaporation $T_e = -35^{\circ}\text{C}$ et de 0.28 W à 0.6 W pour une température d'évaporation $T_e = -5^{\circ}\text{C}$.
- Figure IV.15 : Pour une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -5°C et avec une température de condensation $T_c = 30^{\circ}\text{C}$ nous avons une diminution de l'exergie détruite par le condenseur de 0.32 W à 0.0068 W , tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 60°C , nous avons une augmentation de l'exergie détruite par le condenseur de 0.32 W à 0.55 W pour une température d'évaporation $T_e = -35^{\circ}\text{C}$ et de 0.0068 W à 0.037 W pour une température d'évaporation $T_e = -5^{\circ}\text{C}$.

IV.4.3. Influence des températures sur l'exergie détruite par le détendeur :

- R134a :

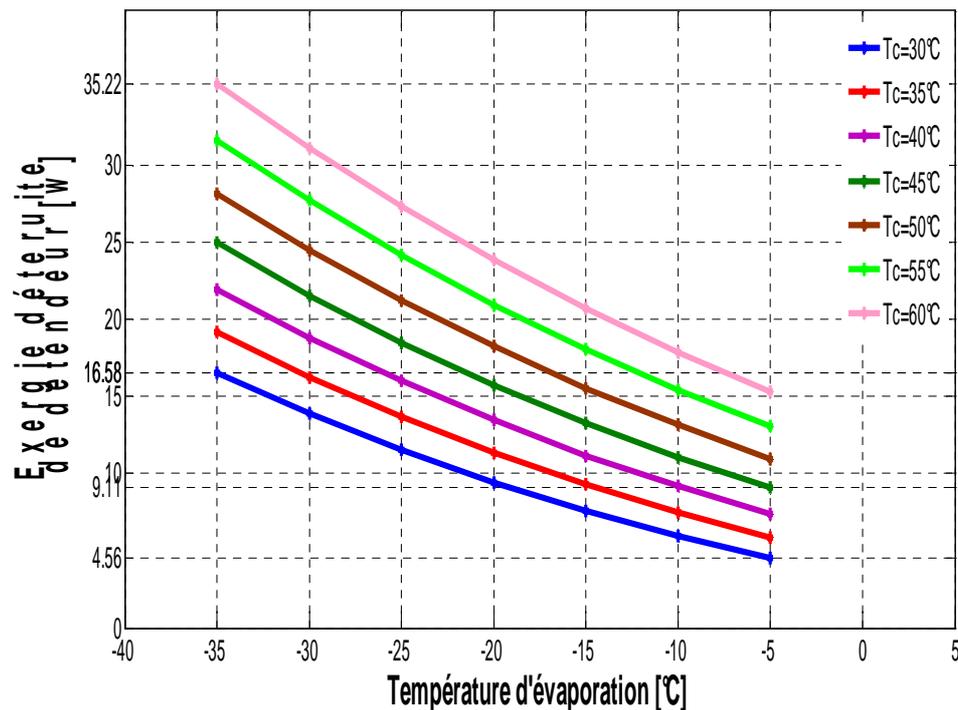


Figure IV.16 : Influence des températures sur l'exergie détruite par le détendeur pour le R134a.

• R404A :

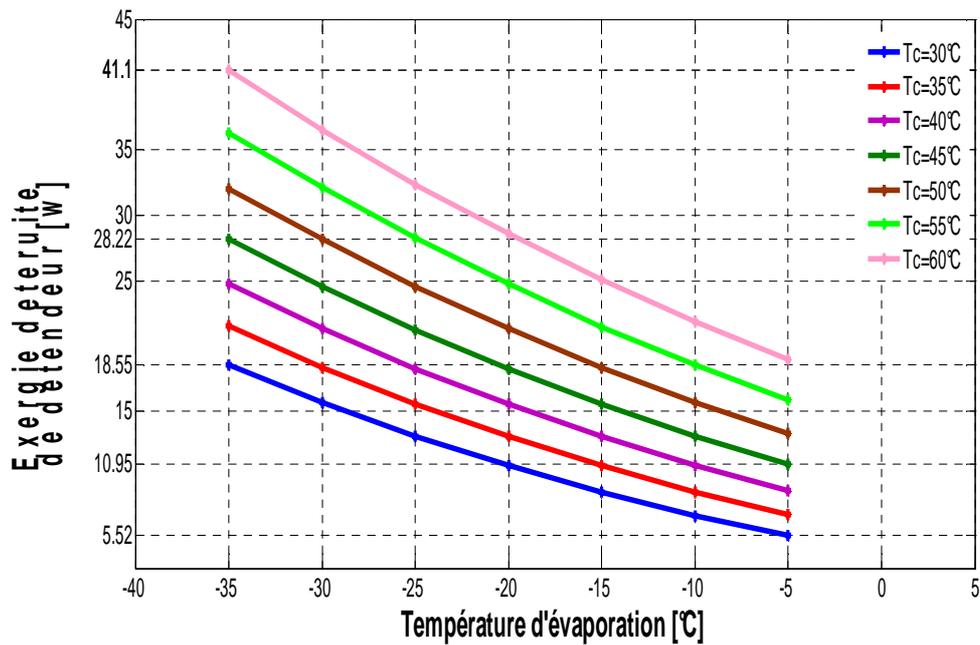


Figure IV.17 : Influence des températures sur l'exergie détruite par le détendeur pour le R404A.

• R600a :

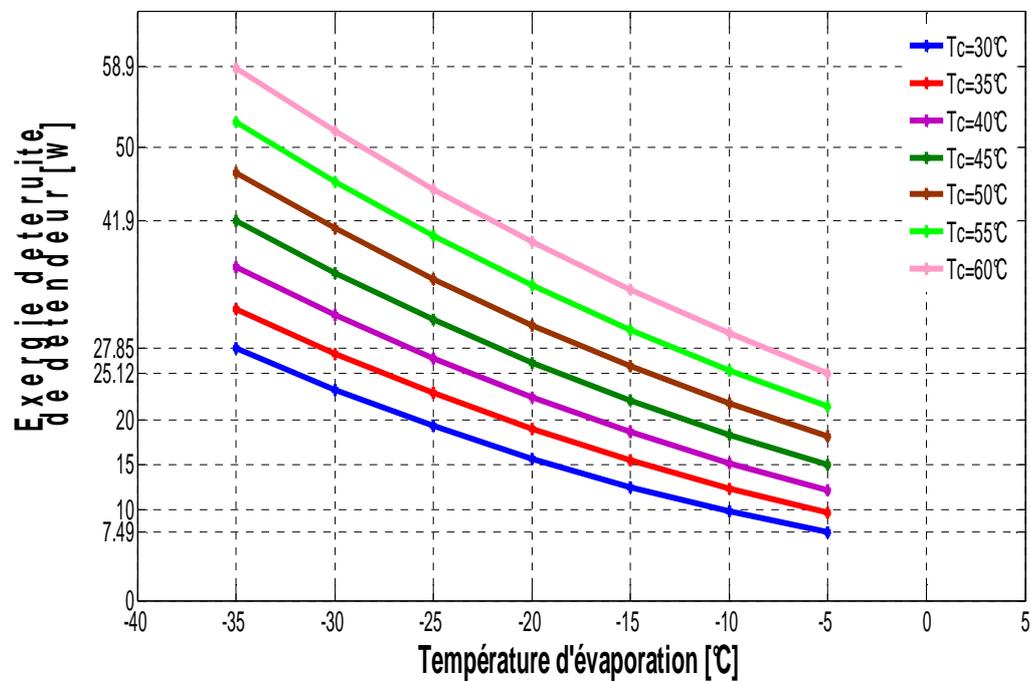


Figure IV.18 : Influence des températures sur l'exergie détruite par le détendeur pour le R134a.

Les figures IV.16, IV.17 et IV.18 représentent l'évolution de l'exergie détruite dans le détendeur en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour les fluides frigorigènes **R134a R404A et R600a**.

On remarque que l'évolution de l'exergie détruite dans le détendeur est directement proportionnelle à l'augmentation de la température de condensation et elle est inversement proportionnelle à l'augmentation de la température d'évaporation.

- Figure IV.16 : Pour une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -5°C et avec une température de condensation $T_c = 30^{\circ}\text{C}$ nous avons une diminution de l'exergie détruite par le détendeur de 16.58 W à 4.56 W , tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 60°C , nous avons une augmentation de l'exergie détruite par le détendeur de 16.58 W à 35.22 W pour une température d'évaporation $T_e = -35^{\circ}\text{C}$ et de 4.56 W à 15 W pour une température d'évaporation $T_e = -5^{\circ}\text{C}$.
- Figure IV.17 : Pour une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -5°C et avec une température de condensation $T_c = 30^{\circ}\text{C}$ nous avons une diminution de l'exergie détruite par le détendeur de 18.55 W à 5.52 W , tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 60°C , nous avons une augmentation de l'exergie détruite par le détendeur de 18.55 W à 41.1 W pour une température d'évaporation $T_e = -35^{\circ}\text{C}$ et de 5.52 W à 18.55 W pour une température d'évaporation $T_e = -5^{\circ}\text{C}$.
- Figure IV.18 : Pour une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -5°C et avec une température de condensation $T_c = 30^{\circ}\text{C}$ nous avons une diminution de l'exergie détruite par le détendeur de 27.8 W à 7.49 W , tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 60°C , nous avons une augmentation de l'exergie détruite par le détendeur de 27.85 W à 58.9 W pour une température d'évaporation $T_e = -35^{\circ}\text{C}$ et de 7.49 W à 25.12 W pour une température d'évaporation $T_e = -5^{\circ}\text{C}$.

IV.4.4. Influence des températures sur l'exergie détruite par l'évaporateur :

- R134a :

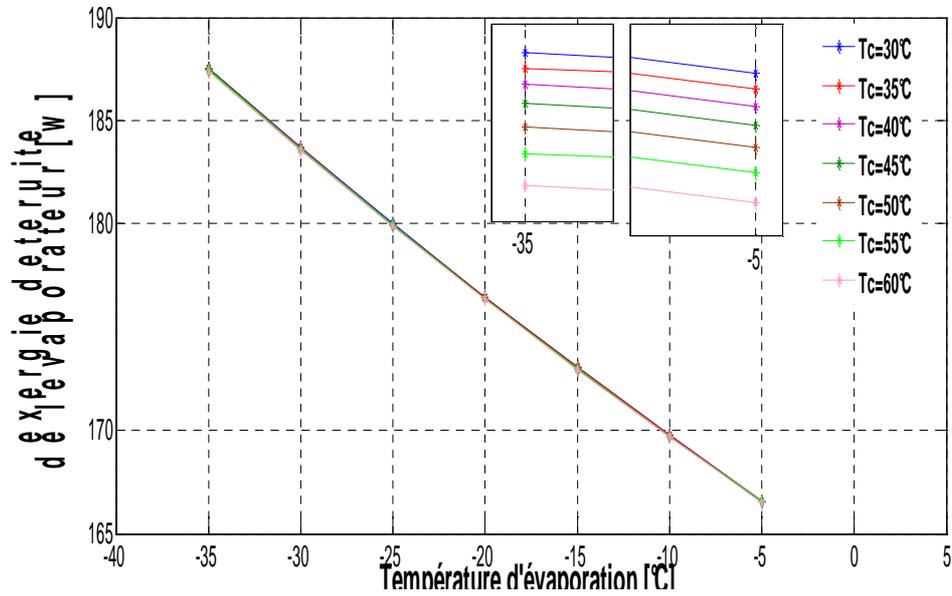


Figure IV.19 : Influence des températures sur l'exergie détruite par l'évaporateur pour le R134a.

- R404A

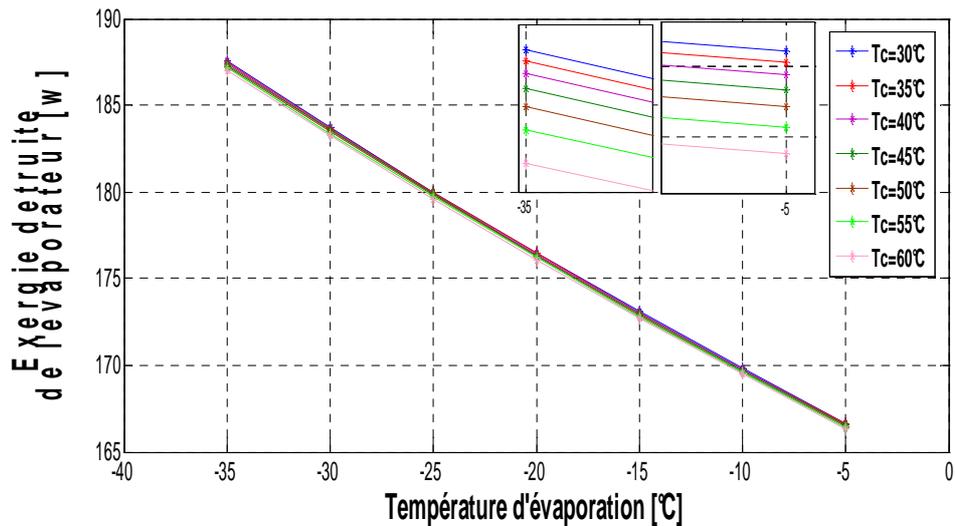


Figure IV.20 : Influence des températures sur l'exergie détruite par l'évaporateur pour le R404A.

- R600a

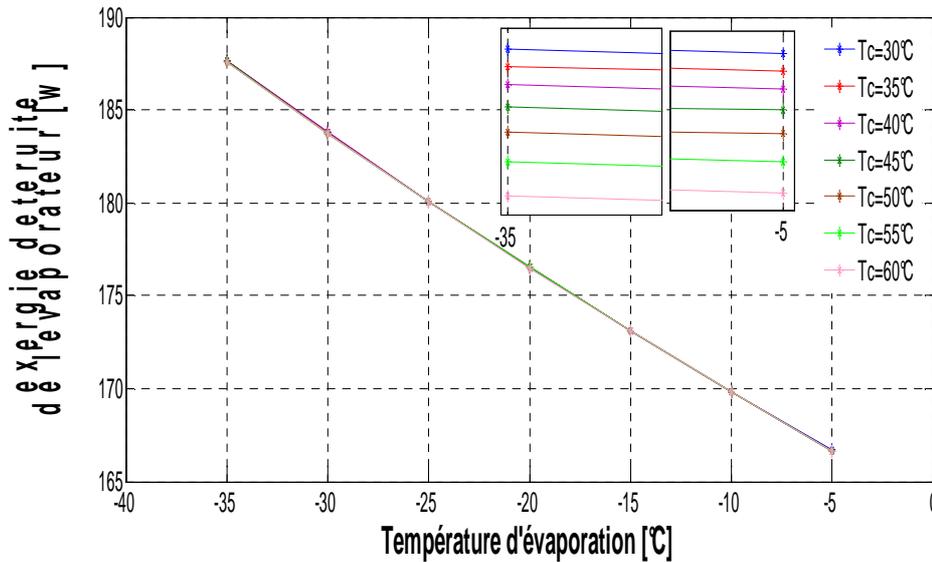


Figure IV.21 : Influence des températures sur l'exergie détruite par l'évaporateur pour le R600a.

Les figures IV.19, IV.20 et IV.21 représentent l'évolution de l'exergie détruite dans l'évaporateur en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour les fluides frigorigènes **R134a**, **R404A** et **R600a**.

On remarque que l'évolution de l'exergie détruite dans l'évaporateur est directement proportionnelle à l'augmentation de la température de condensation et elle est inversement proportionnelle à l'augmentation de la température d'évaporation.

- Figure IV.19 : Pour une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -5°C et avec une température de condensation $T_c = 30^\circ\text{C}$ nous avons une diminution de l'exergie détruite par l'évaporateur de $187,5\text{ W}$ à $166,6\text{ W}$, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 60°C , nous avons une diminution de l'exergie détruite par l'évaporateur de $187,5\text{ W}$ à $187,4\text{ W}$ pour une température d'évaporation $T_e = -35^\circ\text{C}$ et de $166,6\text{ W}$ à $166,5\text{ W}$ pour une température d'évaporation $T_e = -5^\circ\text{C}$.

- Figure IV.20: Pour une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -5°C et avec une température de condensation $T_c = 30^{\circ}\text{C}$ nous avons une diminution de l'exergie détruite par l'évaporateur de 187,5 W à 166.6 W, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 60°C , nous avons une augmentation de l'exergie détruite par l'évaporateur de 187,5 W à 187W pour une température d'évaporation $T_e = -35^{\circ}\text{C}$ et de 166.6 W à 166.4 W pour une température d'évaporation $T_e = -5^{\circ}\text{C}$.
- Figure IV.21 : Pour une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -5°C et avec une température de condensation $T_c = 30^{\circ}\text{C}$ nous avons une diminution de l'exergie détruite par le détendeur de 187.6 W à 166.7 W, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 60°C , nous avons une diminution de l'exergie détruite par le détendeur de 187.6 W à 187.5 W pour une température d'évaporation $T_e = -35^{\circ}\text{C}$ et de 166.7 W à 166.6 W pour une température d'évaporation $T_e = -5^{\circ}\text{C}$.

IV.5. Influence des températures sur le rendement exergetique :

Dans ce paragraphe, on présente la variation du Rendement en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour les fluides frigorigènes utilisés pour une puissance frigorifique 150W.

- **R134A**

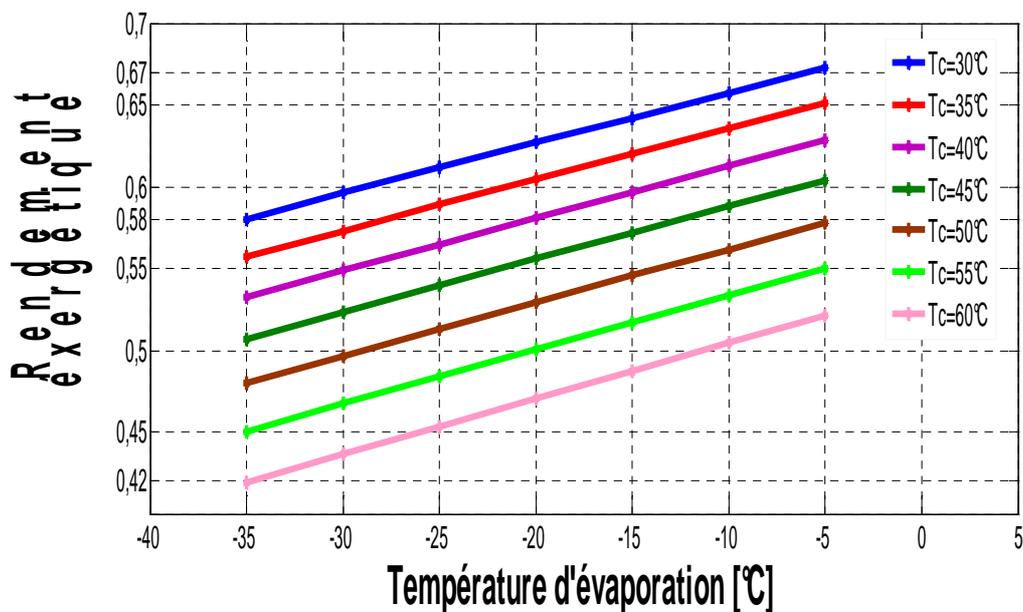


Figure IV.22 : Influence des températures sur le rendement exergetique pour le R134a.

• R404A

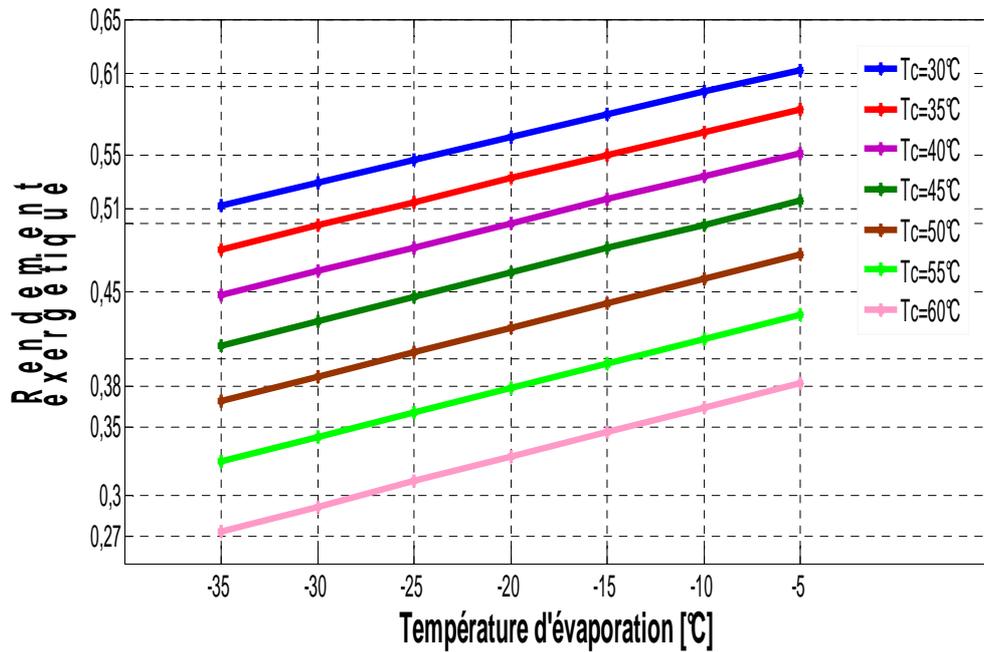


Figure IV.23 : Influence des températures sur le rendement exergetique pour le R404A.

• R600A

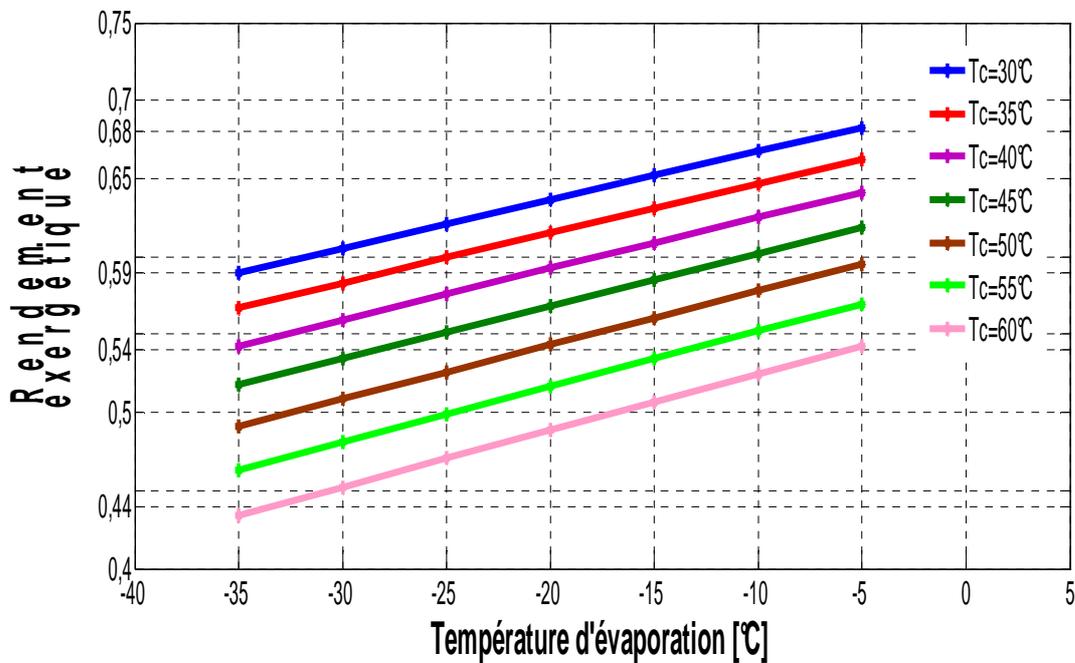


Figure IV.24 : Influence des températures sur le rendement exergetique pour le R600a.

Chapitre IV : Présentation des résultats pour les cycles réels

Les figures IV.22, IV.23 et IV.24 représentent l'évolution du rendement exergetique en fonction des températures de condensations et d'évaporations, pour les fluides frigorigènes **R134a, R404A et R600a**.

On remarque que l'évolution du rendement exergetique est directement proportionnelle à l'augmentation de la température d'évaporation et elle est inversement proportionnelle à l'augmentation de la température de condensation.

- Figure IV.22 : Pour une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à 5°C et avec une température de condensation $T_c = 30^{\circ}\text{C}$ nous avons une augmentation de rendement exergetique de 0.58 à 0.67, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 60°C , nous avons une diminution de rendement de 0,58 à 0,42 pour une température d'évaporation $T_e = -35^{\circ}\text{C}$ et de 0,67 à 0,52 pour une température d'évaporation $T_e = -5^{\circ}\text{C}$.
- Figure IV.23 : Pour une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -5°C et avec une température de condensation $T_c = 30^{\circ}\text{C}$ nous avons une augmentation de rendement exergetique de 0.51 à 0.61, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 60°C , nous avons une diminution de rendement de 0,51 à 0,27 pour une température d'évaporation $T_e = -35^{\circ}\text{C}$ et de 0,61 à 0,38 pour une température d'évaporation $T_e = -5^{\circ}\text{C}$.
- Figure IV.24 : Pour une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -5°C et avec une température de condensation $T_c = 30^{\circ}\text{C}$ nous avons une augmentation de rendement exergetique de 0.59 à 0.68, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 60°C , nous avons une diminution de rendement de 0,59 à 0,43 pour une température d'évaporation $T_e = -35^{\circ}\text{C}$ et de 0,68 à 0.54 pour une température d'évaporation $T_e = -5^{\circ}\text{C}$.

IV.6. Comparaison de la consommation d'énergie de compresseur

Pour une puissance frigorifique de 150W avec une température de condensation 45°C et des températures d'évaporation allant de -35°C à -5°C , la consommation d'énergie par le compresseur pour les fluides R134a, R600a et R404A est représentée par la figure suivante :

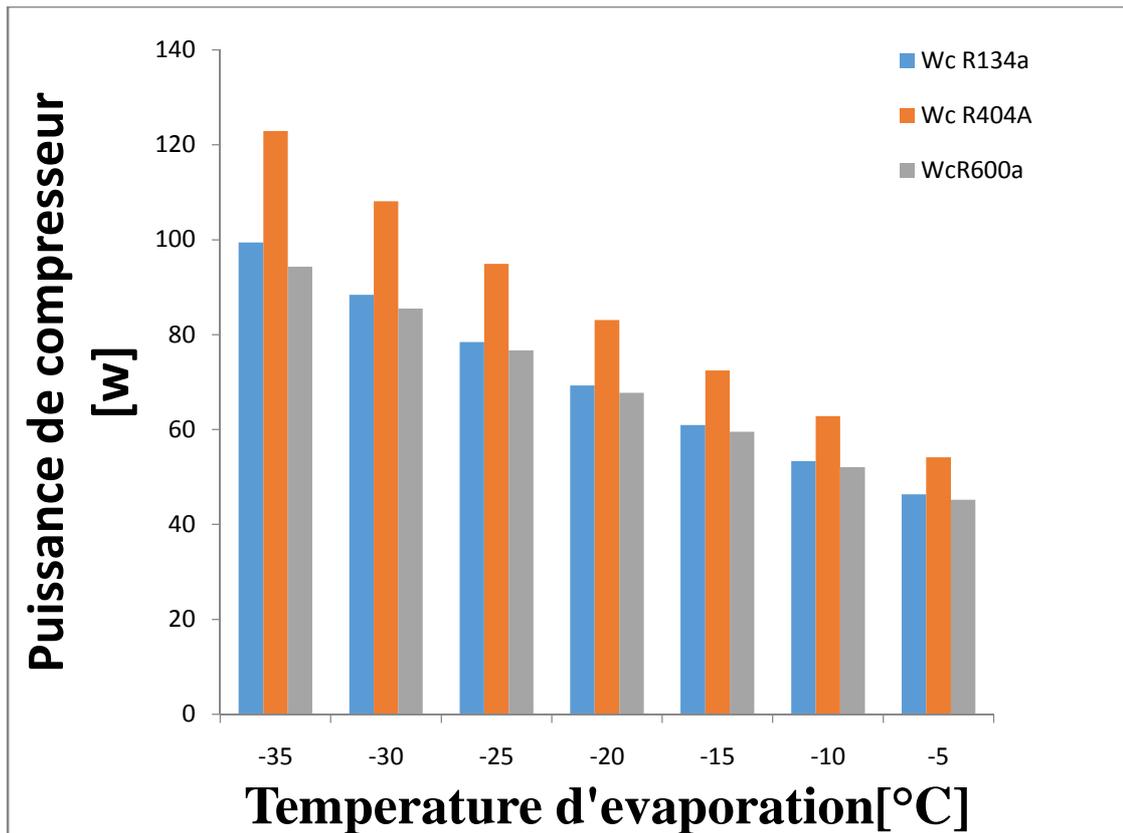


Figure IV.25 : Influence des températures d'évaporation sur la puissance De compresseur pour les fluides R134a, R404A et R600a.

La figure IV.25 : représente la consommation d'énergie par le compresseur, Pour les fluides frigorigènes R134a, R404A et R600a, pour une température de condensation fixée $T_c=45^{\circ}\text{C}$ et des températures d'évaporation de -35°C à -5°C .

La consommation d'énergie par le compresseur est inversement proportionnelle à l'augmentation de la température d'évaporation.

Chapitre IV : Présentation des résultats pour les cycles réels

- Pour une température d'évaporation -35°C , on a une consommation d'énergie de 99.43W pour le fluide frigorigène R134a et avec le fluide R404A on aura une augmentation de la consommation de 122.9W , tandis qu'avec le fluide R600a on a une diminution de la consommation de 97.29W .
- Pour une température d'évaporation -5°C , on a une consommation d'énergie de 46.32W pour le fluide frigorigène R134a, et avec le fluide R404A on aura une augmentation de la consommation de 54.19W , tandis qu'avec le fluide R600a on a une diminution de la consommation de 45.2W .

IV.7.La classe énergétique

Le classement d'un congélateur ménager se fait selon son efficacité énergétique, la consommation d'énergie du compresseur provoque un abaissement ou élévation de l'indice d'efficacité énergétique. [14]

Le calcul se fait avec la relation suivante :

$$I = \frac{E_1}{E_2}$$

I : indice d'efficacité énergétique.

E_1 : consommation d'énergie de l'appareil.

E_2 : consommation conventionnelle de l'appareil.

Le congélateur 220F fabriqué actuellement est classé dans la classe énergétique G.

Le tableau ci-dessous précise le classement qu'il convient d'attribuer à un appareil en fonction de son efficacité énergétique.

Indice d'efficacité énergétique	Classe d'efficacité énergétique
$I \geq 55$	A
$55 \leq I < 75$	B
$75 \leq I < 90$	C
$90 \leq I < 100$	D
$100 \leq I < 110$	E
$110 \leq I < 125$	F
$125 \leq I < 140$	G

Tableau IV.1 : les Classes énergétique. [14]

IV.7.1. Détermination de la classe énergétique de congélateur 220F avec le fluide R600a :

Sachant que l'indice d'efficacité de congélateur fonctionnant avec le fluide R134a est de 125, qui est donné avec la relation suivant :

$$I_{R134a} = \frac{W_{R134a}}{W_{conventionelle}} \quad [\text{IV.1}]$$

$$I_{R600a} = \frac{W_{R600a}}{W_{conventionelle}} \quad [\text{IV.2}]$$

En divisant membrament on trouve :

$$I_{R600a} = I_{R134a} \frac{W_{R600a}}{W_{R134a}}$$

- Pour $T_e = -35^\circ\text{C}$

On a $W_{R134a} = 99,43 \text{ w}$

$W_{R600a} = 94,29 \text{ w}$

AN:

$$I_{R600a} = 118,53$$

- Pour $T_e = -30^\circ\text{C}$

On'a $W_{R134a} = 88,43 \text{ w}$

$W_{R600a} = 86,51 \text{ w}$

AN:

$$I_{R600a} = 122,28$$

- Représentation de l'indice d'efficacité énergétique des fluides R134a et R600a

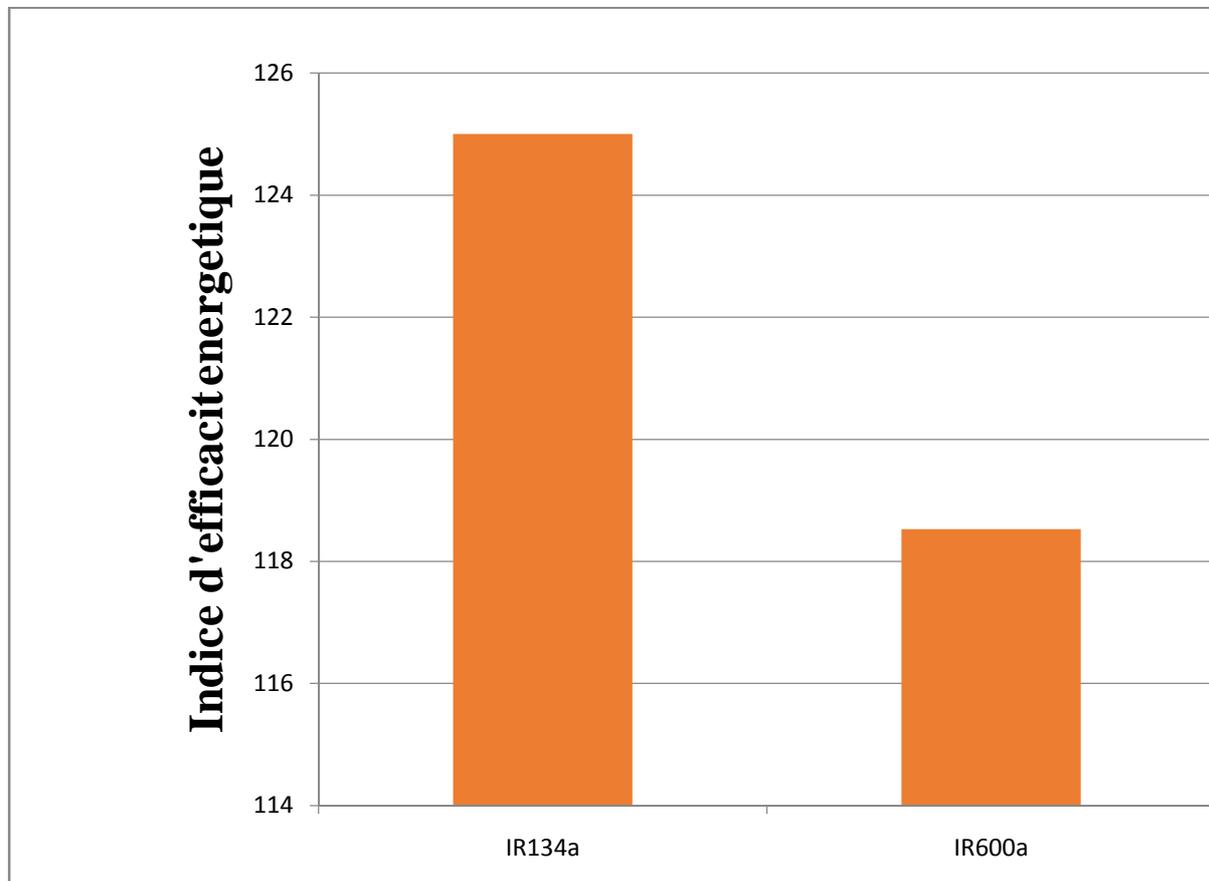


Figure IV.26 : Indice d'efficacité énergétique pour les fluides R134a et R600a.

D'après la figure IV.26 on remarque que l'indice d'efficacité de R134a est supérieur que celui de R600a, donc le fluide R600a consomme moins d'énergie.

D'où la qualité de produit est améliorée avec le fluide R600a.

IV.8. Conclusion

On constate que pour une même puissance frigorifique et la même température d'évaporation, le fluide R600a consomme moins d'énergie on le comparant avec la consommation d'énergie avec le fluide R134a donc la classe énergétique est améliorée avec le fluide R600a.

Conclusion générale

Le but recherché à travers cette étude est d'améliorer la classe énergétique de congélateur vertical 220F, afin de diminuer la consommation d'énergie consommée au niveau de compresseur, en tenant compte des équipements de production disponibles au niveau de l'entreprise ENIEM.

Le fluide frigorigène qui sera utilisé comme fluide de substitution de fluide R134a est le R600a en tenant compte de la diminution de la consommation d'énergie et de la légèreté du fluide par rapport au fluide frigorigène R134a, qui permet d'améliorer la classe énergétique du congélateur vertical 220F de la classe énergétique G à la classe énergétique F.

Bibliographie

[1]- Manuel de froid : Technique frigorifique et climatisation
Edition Webasto.

[2]- Mémoire de magister thermique du bâtiment et réfrigération
Thème : Etude et modélisation des propriétés thermodynamiques des mélanges de fluides frigorigènes, Présenté et soutenu par : DJEFFAL RACHID. Université MENTOURI de Constantine.

[3]- Ibrahim Dincer et Mehmet Kanoglu
Refrigeration systems and applications, second edition.
Edition Wiley 2010.

[5]- Cahier de charge de congélateur 220F.

[6]- P. J. RAPANETP. JACQUARD
Installation frigorifique
Tome 2 PYC Edition 1996.

[7]- Aide du logiciel Solkane 8

[8]- Aide-mémoire froid industriel Jean Desmons
3e édition
Préface de Louis Lucas.
Président de l'Association française du froid.
Directeur honoraire de l'Institut internationale du froid.

[9]- Tillner-Roth, R. and Baehr, H.D

"An international standard formulation of the thermodynamic properties
J. Phys. Chem. Ref. Data, 23:657-729, 1994.

[10]- Lemmon, E.W

"Pseudo Pure-Fluid Equations of State for the Refrigerant Blends R-410A,
R-404A, R-507A, and R-407C,"
Int. J. Thermophys., 24(4):991-1006, 2003.

[11]- Griesbaum, Arno Behr, Dieter Biedenkapp, Heinz-Werner Voges, Dorothea Garbe, Christian Paetz, Gerd Collin, Dieter Mayer, Hartmut Höke

Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry, *Hydrocarbons*, Wiley-VCH Verlag, 2000

[12]- Buecker, D. and Wagner, W

"Reference Equations of State for the Thermodynamic Properties of Fluid

Phase n-Butane and Isobutane,"

J. Phys. Chem. Ref. Data, 35(2):929-1019, 2006.

[13]- Aide logiciel Matlab

[14]-JOURNAL OFFICIEL DE LA REPUBLIQUE ALGERIENNE N°12

Ministère de l'énergie et des mines

Arrêté interministériel du 29 novembre 2008 définissant

La classification d'efficacité énergétique des appareils à usage domestique