

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

*MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE*

*UNIVERSITE MOULOUD MAMMERI TIZI-OUZOU
FACULTE DU GENIE DE LA CONSTRUCTION
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE*



*Université Mouloud Mammeri
Tizi-ouzou*

*Mémoire de fin d'études en vue de l'obtention du diplôme de master
académique en Génie Mécanique*

Option : Energétique

Thème :

*Etude énergétique et exergétique d'une machine frigorifique à
compression de vapeur, comparaison entre les fluides zéotropiques
et azéotropiques.*

Encadré par :

Mr: M. HAMZAOUI

Réalisé par :

Slimane BOURAHMOUNE.

Yacine HAMAMA.

Promotion : 2013-2014

Remerciements :

Tout d'abord, nous tenons à remercier le bon Dieu qui nous a aidés à réaliser le présent travail.

On tient à remercier notre promoteur Monsieur HAMZAOUI. M, pour avoir dirigé ce travail, pour ses conseils et critiques et ses encouragements qui nous ont énormément aidé à mener ce travail.

Comme on tient à exprimer nos respectueuses grâces au membre du jury, qui nous ont fait l'honneur de juger notre travail.

A la fin on tient à remercier toutes personnes qui nous ont aidés de près ou de loin à réaliser ce travail.

Dédicace :

On dédie ce modeste travail :

À nos familles respectives,

À nos amis, spécialement :

Idir, Samir, M'hend, Jacob, Aksel.

A tous les étudiants et amis de notre promotion.

Yacine et Slimane.

-Introduction Générale

-CHAPITRE I - Généralités sur les fluides frigorigènes

I-1 Introduction sur les fluides frigorigènes	3
I-2 Les règles de sélection des réfrigérants	3
I-2-1 Critères techniques	3
I-2-2 Critères économiques	4
I-2-3 Critères écologiques	5
I-3 Les classes de réfrigérants	6
I-3-1 Les réfrigérants naturels	6
I-3-2 Les réfrigérants halogénés	6
I-3-3 Mélanges zéotropiques et azéotropiques	6
· Mélanges zéotropiques	6
· Mélanges azéotropiques	6
I-4 Les critères de substitution	7
I-4-1 Les fluides de substitution	7
I-5 Qualités d'un bon fluide frigorigène	8
I-6 Comparaison entre les fluides utilisés	9
Conclusion	12

-CHAPITRE II – Généralités sur les machines frigorifique à compression de vapeur

II-1- Introduction	13
II-2- Les composants d'un système de réfrigération	14
II-2-1 Compresseur	14
II-2-2 Condenseur	15
II-2-3 Evaporateur	15
II-2-4 Détendeur	16
II-3 Cycles et systèmes de réfrigération	16
II-3-1 Introduction	16

II-3-2 Système de réfrigération à compression de vapeur	17
· Evaporation	17
· Compression	17
· Condensation	17
· Détente	17
Conclusion	19
-CHAPITRE III - Modélisation énergétique et exergetique d'une machine frigorifique a compression de vapeur	
III-1 Introduction	20
III-2 Généralités sur les systèmes thermodynamiques	20
III-2-1 Systèmes fermés	20
III-2-2 Systèmes ouverts	20
III-3 Rappel thermodynamiques	21
III-4 Analyse énergétique entropique et exergetique d'un système de refroidissement à compression de vapeur	21
III-4-1 Analyse énergétique et entropique	22
· Compresseur	22
· Condenseur	22
· Détendeur	23
· Evaporateur	23
III-4-2 Analyse exergetique d'un système de réfrigération à compression de vapeur	24
· Compresseur	24
· Condenseur	25
· Détendeur	25
· Evaporateur	25
Conclusion	26
-CHAPITRE IV - Présentation des résultats pour le cycle de Carnot et le cycle de Lorenz	
IV-1 Introduction et historique	27
IV-2 Cycle de Carnot	27
IV-2-1 Présentation du cycle de Carnot	27
IV-2-2 Théorie de Carnot pour les machines frigorifiques	28
IV-2-3 Etude paramétrique	29
IV-3 Cycles de Lorenz	30

IV-3-1 Présentation et théorie du cycle de Lorenz	30
IV-3-2 Etude paramétrique	31
IV-4 Influence des températures sur le rapport $\frac{COPL}{COPC}$	32
Conclusion	33
-CHAPITRE V - Présentation des résultats pour les cycles réels et Discussions	
V-1 Hypothèses	34
V-2 Influence des températures sur le débit du réfrigérant	34
V-3 Influence des températures sur la puissance consommée par le compresseur	41
V-4 Influence du taux de compression du compresseur sur le COP	48
V-5 Influence des températures sur le COP	51
Conclusion	55
V-6 Influence des températures sur l'exergie détruite	56
· Compresseur	56
· Condenseur	62
· Détendeur	69
· Evaporateur	75
Conclusion	81
V-7 Influence des températures sur le rendement exergétique	81
· Compresseur	81
· Condenseur	85
· Evaporateur	88
V-8 Influence des températures sur le rendement exergétique globale de l'installation	92
V-9 comparaison entre quelque fluide frigorigène	95
V-9-1 Influence des taux de compression sur la puissance consommée	95
V-9-2 Influence des taux de compression sur le débit du fluide frigorigène	97
Conclusion	98
-Conclusion générale	

NOMENCLATURE

- \dot{m} : Débit du réfrigérant (Kg/s)
- h : Enthalpie spécifique (KJ/Kg)
- \dot{W} : Puissance consommée par le compresseur (KW)
- $\Delta \dot{S}_{sys}$: Variation entropie du système
- \dot{S}_{in} : Entropie à l'entrée (KJ/Kg.K)
- \dot{S}_{out} : Entropie à la sortie (KJ/K)
- s : Entropie spécifique (KJ/Kg.K)
- \dot{Q}_c : Rejet de chaleur par le condenseur à l'environnement (KW)
- T_c : Température de condensation (K)
- \dot{Q}_e : Puissance absorbé par l'évaporateur (KW)
- T_e : Température d'évaporation (K)
- $\dot{E}_{x_{in}}$: Flux exergétique à l'entrée (KW)
- $\dot{E}_{x_{out}}$: Flux exergétique à la sortie (KW)
- $\dot{E}_{x_{det}}$: Exergie détruite (KW)
- T_0 : Température de référence (K)
- η_{ex} : Rendement exergétique
- COP : Coefficient de performance
- COP_C: Coefficient de performance de Carnot
- COP_L : Coefficient de performance de Lorenz
- ODP : (Ozone Depletion Potentiel) Le potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone d'un fluide frigorigène
- GWP : (Global Warming Impact) impact du réfrigérant sur l'effet de serre

TEWI : (Total Equivalent Warming Impact) impacte totale du réfrigérant sur l'effet de serre

1 : Entrée compresseur, sortie évaporateur

2 : Sortie compresseur, entrée condenseur

3 : Sortie condenseur, entrée détenteur

4 : Sortie détenteur, entrée évaporateur

Liste des figures

- Figure I-1 Variation de l'enthalpie de la vapeur saturée pour différent fluides frigorigènes en fonction des températures d'évaporation.
- Figure I-2 Variation de l'enthalpie du liquide saturé pour différent fluides frigorigènes en fonction des températures d'évaporation.
- Figure I-3 Variation de la chaleur latente L_V pour différent fluides frigorigènes en fonction des températures d'évaporation.
- Figure I-4 Variation du volume spécifique v de la vapeur saturée pour différent fluides frigorigènes en fonction des températures d'évaporation.
- Figure I-5 Variation du volume spécifique v du liquide saturé pour différent fluides frigorigènes en fonction des températures d'évaporation.
- Figure II-1 : état de la matière.
- Figure II-2 : système de réfrigération à compression de vapeur.
- Figure II-3 diagramme (T,s) pour le cycle de réfrigération à compression de vapeur.
- Figure IV-1 : schéma de l'installation de Carnot.
- Figure IV-2 : cycle de Carnot dans le diagramme (T,s).
- Figure IV-3 influence des températures sur le COP de Carnot.
- Figure IV-4 cycle de Lorenz dans le diagramme (T, S).
- Figure IV-5 Influence des températures sur le COP de Lorenz.
- Figure V-2-1 : Influence des températures sur le débit du réfrigérant R410A pour une charge frigorifique de 5 KW.
- Figure V-2-2 : Influence des températures sur le débit du réfrigérant R410A pour une charge frigorifique de 10 KW.
- Figure V-2-3 : Influence des températures sur le débit du réfrigérant R22 pour une charge frigorifique de 5 KW.
- Figure V-2-4 : Influence des températures sur le débit du réfrigérant R22 pour une charge frigorifique de 10 KW.
- Figure V-2-5 : Influence des températures sur le débit du réfrigérant R507 pour une charge frigorifique de 5 KW.
- Figure V-2-6 : Influence des températures sur le débit du réfrigérant R507 pour une charge frigorifique de 10 KW.

- Figure V-2-7 : Influence des températures sur le débit du réfrigérant R12 pour une charge frigorifique de 5 KW.
- Figure V-2-8 : Influence des températures sur le débit du réfrigérant R12 pour une charge frigorifique de 10 KW.
- Figure V-2-9 : Influence des températures sur le débit du réfrigérant R134a pour une charge frigorifique de 5 KW.
- Figure V-2-10 : Influence des températures sur le débit du réfrigérant R134a pour une charge frigorifique de 10 KW.
- Figure V-3-1 : Influence des températures sur la puissance consommée par le compresseur du R410A avec une charge frigorifique de 5KW.
- Figure V-3-2 : Influence des températures sur la puissance consommée par le compresseur du R410A avec une charge frigorifique de 10KW.
- Figure V-3-3 : Influence des températures sur la puissance consommée par le compresseur du R22 avec une charge frigorifique de 5KW.
- Figure V-3-4 : Influence des températures sur la puissance consommée par le compresseur du R22 avec une charge frigorifique de 10KW.
- Figure V-3-5 : Influence des températures sur la puissance consommée par le compresseur du R507 avec une charge frigorifique de 5KW.
- Figure V-3-6 : Influence des températures sur la puissance consommée par le compresseur du R507 avec une charge frigorifique de 10KW.
- Figure V-3-7 : Influence des températures sur la puissance consommée par le compresseur du R12 avec une charge frigorifique de 5KW.
- Figure V-3-8 : Influence des températures sur la puissance consommée par le compresseur du R12 avec une charge frigorifique de 10KW.
- Figure V-3-9 : Influence des températures sur la puissance consommée par le compresseur du R134A avec une charge frigorifique de 10KW.
- Figure V-3-10 : Influence des températures sur la puissance consommée par le compresseur du R134A avec une charge frigorifique de 10KW.
- Figure V-4-1 : Influence Du taux de compression du compresseur sur le COP pour le R410A.
- Figure V-4-2 : Influence Du taux de compression du compresseur sur le COP pour le R22.
- Figure V-4-3 : Influence Du taux de compression du compresseur sur le COP pour le R507.

- Figure V-4-4 : Influence Du taux de compression du compresseur sur le COP pour le R12.
- Figure V-4-5 : Influence Du taux de compression du compresseur sur le COP pour le R134a.
- Figure V-5-1 Influence des températures sur le COP pour le R410A.
- Figure V-5-2 Influence des températures sur le COP pour le R22.
- Figure V-5-3 Influence des températures sur le COP pour le R507.
- Figure V-5-4 Influence des températures sur le COP pour le R12.
- Figure V-5-5 Influence des températures sur le COP pour le R134a.
- Figure V-6-1 : Influence des températures sur l'exergie détruite dans le compresseur avec le fluide frigorigène R410A pour une charge frigorifique de 5KW.
- Figure V-6-2 : Influence des températures sur l'exergie détruite dans le compresseur avec le fluide frigorigène R410A pour une charge frigorifique de 10KW.
- Figure V-6-3 : Influence des températures sur l'exergie détruite dans le compresseur avec le R22 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw.
- Figure V-6-4: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le compresseur avec le R22 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw.
- Figure V-6-5: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le compresseur avec le R507 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw.
- Figure V-6-6: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le compresseur avec le R507 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw.
- Figure V-6-7: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le compresseur avec le R12 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw.
- Figure V-6-8: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le compresseur avec le R12 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw.
- Figure V-6-9: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le compresseur avec le R134A comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw.
- Figure V-6-10: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le compresseur avec le R134A comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw.
- Figure V-6-11: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le condenseur avec le R410A comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw.
- Figure V-6-12: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le condenseur avec le R410A comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw.

- Figure V-6-13: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le condenseur avec le R22 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw.
- Figure V-6-14: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le condenseur avec le R22 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw.
- Figure V-6-15: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le condenseur avec le R507 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw.
- Figure V-6-16: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le condenseur avec le R507 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw.
- Figure V-6-17: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le condenseur avec le R12 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw.
- Figure V-6-18: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le condenseur avec le R12 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw.
- Figure V-6-19: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le condenseur avec le R134A comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw.
- Figure V-6-20: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le condenseur avec le R134A comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw.

- Figure V-6-21: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le détendeur avec le R410A comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw.
- Figure V-6-22: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le détendeur avec le R410A comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw.
- Figure V-6-23: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le détendeur avec le R22 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw.
- Figure V-6-24: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le détendeur avec le R22 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10KW.
- Figure V-6-25: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le détendeur avec le R507 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw.
- Figure V-6-26: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le détendeur avec le R507 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw.
- Figure V-6-27: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le détendeur avec le R22 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw.
- Figure V-6-28: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le détendeur avec le R22 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw.

- Figure V-6-29: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le détendeur avec le R134A comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw.
- Figure V-6-30: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le détendeur avec le R134A comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw.
- Figure V-6-31: Influence des températures sur l'exergie détruite dans l'évaporateur avec le R410A comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw.
- Figure V-6-32: Influence des températures sur l'exergie détruite dans l'évaporateur avec le R410A comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw.
- Figure V-6-33: Influence des températures sur l'exergie détruite dans l'évaporateur avec le R22 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw.
- Figure V-6-34: Influence des températures sur l'exergie détruite dans l'évaporateur avec le R22 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw.
- Figure V-6-35: Influence des températures sur l'exergie détruite dans l'évaporateur avec le R507 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw.
- Figure V-6-36: Influence des températures sur l'exergie détruite dans l'évaporateur avec le R507 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw.
- Figure V-6-37: Influence des températures sur l'exergie détruite dans l'évaporateur avec le R12 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw.
- Figure V-6-38: Influence des températures sur l'exergie détruite dans l'évaporateur avec le R12 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw.
- Figure V-6-39: Influence des températures sur l'exergie détruite dans l'évaporateur avec le R134A comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw.
- Figure V-6-40: Influence des températures sur l'exergie détruite dans l'évaporateur avec le R134A comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw.
- Figure V-7-1 : influence des températures sur le rendement exergetique du compresseur avec le R410A comme fluide frigorigène.
- Figure V-7-2 : influence des températures sur le rendement exergetique du compresseur avec le R22 comme fluide frigorigène.
- Figure V-7-3 : influence des températures sur le rendement exergetique du compresseur avec le R507 comme fluide frigorigène.
- Figure V-7-4 : influence des températures sur le rendement exergetique du compresseur avec le R12 comme fluide frigorigène.
- Figure V-7-5 : influence des températures sur le rendement exergetique du compresseur avec le R134a comme fluide frigorigène.

- Figure V-7-6 : influence des températures sur le rendement exergetique du condenseur avec le R410A comme fluide frigorigène.
- Figure V-7-7 : influence des températures sur le rendement exergetique du condenseur avec le R22 comme fluide frigorigène.
- Figure V-7-8: influence des températures sur le rendement exergetique du condenseur avec le R507 comme fluide frigorigène.
- Figure V-7-9: influence des températures sur le rendement exergetique du condenseur avec le R12 comme fluide frigorigène.
- Figure V-7-10: influence des températures sur le rendement exergetique du condenseur avec le R134a comme fluide frigorigène.
- Figure V-7-11 : influence des températures sur le rendement exergetique de l'évaporateur avec le R410A comme fluide frigorigène.
- Figure V-7-12 : influence des températures sur le rendement exergetique de l'évaporateur avec le R22 comme fluide frigorigène.
- Figure V-7-13 : influence des températures sur le rendement exergetique de l'évaporateur avec le R507 comme fluide frigorigène.
- Figure V-7-14 : influence des températures sur le rendement exergetique de l'évaporateur avec le R12 comme fluide frigorigène.
- Figure V-7-15 : influence des températures sur le rendement exergetique de l'évaporateur avec le R134a comme fluide frigorigène.

- Figure V-8-1: Influence des températures sur le rendement exergetique global de l'installation avec le R410A comme fluide frigorigène.
- Figure V-8-2: Influence des températures sur le rendement exergetique global de l'installation avec le fluide frigorigène R22.
- Figure V-8-3: Influence des températures sur le rendement exergetique global de l'installation avec le R507 comme fluide frigorigène.
- Figure V-8-4: Influence des températures sur le rendement exergetique global de l'installation avec le R12 comme fluide frigorigène.
- Figure V-8-5: Influence des températures sur le rendement exergetique global de l'installation avec le R134A comme fluide frigorigène.
- Figure V-9-1 Influence des taux de compression sur la puissance consommée du compresseur pour différents fluides frigorigènes avec $T_c = 30^\circ\text{C}$ à 55°C et $T_e = -35^\circ\text{C}$ et une charge frigorifique de 5KW.

- Figure V-9-2 Influence des taux de compression sur la puissance consommée du compresseur pour différents fluides frigorigènes avec $T_c = 30^\circ\text{C}$ à 55°C et $T_e = -30^\circ\text{C}$ et une charge frigorifique de 5KW.
- Figure V-9-3 influence des taux de compression sur Le débit pour différents fluides frigorigènes avec $T_c = 30^\circ\text{C}$ à 55°C et $T_e = -35^\circ\text{C}$ et une charge frigorifique de 5KW.
- Figure V-9-4 influence des taux de compression sur Le débit pour différents fluides frigorigènes avec $T_c = 30^\circ\text{C}$ à 55°C et $T_e = -30^\circ\text{C}$ et une charge frigorifique de 5KW.

Liste des tableaux

- Tableau I-1 fluides frigorigènes.
- Tableau I-2 : Fiche techniques des fluides frigorigènes utilisés (R12, R22, R134a, R410A, R507A).

INTRODUCTION GENERALE

Introduction générale :

Le froid est devenu une forme d'énergie importante dans notre société. Utilisée dans un grand nombre de secteurs et sous de nombreuses formes (conservation de denrées périssables, climatisation, refroidissement de procédés industriels etc.), généralement sa production s'appuie essentiellement sur des techniques classiques de compression et de détente des fluides frigorigènes comme les **chlorofluorocarbures (CFC)**, les **hydrofluorocarbures (HFC)** et les **hydrochlorofluorocarbures (HCFC)**.

Ces derniers, sont malheureusement, des gaz à effet de serre, qui contribuent au réchauffement climatique.

Les systèmes frigorigènes nécessitent, en effet, 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 palier 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.

De plus, même si les fluides de remplacement (les HFC et les fluides naturels tels l'ammoniac), sont neutres vis-à-vis de la couche d'ozone, ils n'en demeurent pas moins dangereux pour notre milieu naturel : effet de serre, acidification, etc.

D'autres facteurs, tels la consommation énergétique, le bruit, l'utilisation et le traitement de l'eau de refroidissement, ont également des répercussions sur l'environnement.

Ceci rend difficile l'élaboration ou l'amélioration des installations frigorigènes, non seulement le système doit atteindre son but primaire, c'est-à-dire produire du froid, mais de plus, ses émissions ne doivent pas engendrer d'effets néfastes sur l'environnement.

Pour combler le vide laissé par l'élimination de certains réfrigérants du type **CFC (R11, R12)**, et les **HCFC (R22,...)**, les chercheurs ont pensé à produire d'autres réfrigérants purs ou mélanges de fluides frigorigènes qui possèdent un **ODP** nul et un **GWP** très faible ou nul également.

Ces réfrigérants de remplacement étaient choisis principalement car ils avaient des profils pression, température similaires à ceux qu'ils ont remplacé.

INTRODUCTION GENERALE

L'objectif principal de notre travail consiste à mener une étude comparative détaillée sur les différents paramètres physiques des fluides frigorigènes utilisés qui sont le R410A, R22, R507, R12 et le R134a.

Pour cela on a divisé le travail en cinq chapitres :

Les chapitres I et II parleront sur les généralités des fluides frigorigènes et sur les machines frigorigènes à compression de vapeur, respectivement. Dans le chapitre III, on parlera sur la modélisation énergétique et exergetique d'une machine frigorifique à compression de vapeur. Les résultats pour les cycles de Carnot et de Lorenz seront analysés dans le chapitre IV et on terminera par le chapitre V qui consistera à présenter les résultats pour les cycles réels suivi d'une conclusion générale.

CHAPITRE I : Généralités sur les fluides frigorigènes

I-1-Introduction sur les fluides frigorigènes :

Le froid est utilisé dans de nombreux domaines, on citera les plus courants :

-Il permet la réduction des pertes des denrées alimentaires périssables et assure donc une meilleure alimentation des populations du globe.

-Il joue un rôle important dans le domaine de la santé grâce à la conservation des vaccins, la cryochirurgie et la cryothérapie. La congélation, grâce à l'utilisation de cryosondes refroidies à l'azote liquide, est un moyen de plus en plus utilisé par la chirurgie moderne pour la destruction des tissus pathologiques, principalement en dermatologie, urologie, ophtalmologie et gynécologie.

-Le transport et le stockage de grandes quantités d'énergie sous forme de gaz liquéfié.

-Grâce au conditionnement d'air, il permet le développement économique et industriel des régions chaudes et humides.

Pour des raisons multiples, les fluides dérivés chlorofluorés du méthane et de l'éthane (les chlorofluorocarbures CFC) et les hydrochlorofluorocarbures (HCFC) se sont jusqu'à récemment imposés pour les cycles de réfrigération à compression de vapeur. Or, des préoccupations environnementales sont venues remettre en cause l'utilisation massive de ces fluides. En effet, les études de la haute atmosphère ayant mis en évidence l'appauvrissement de la couche d'ozone stratosphérique par le chlore ainsi que par le brome, l'industrie chimique a cherché des fluides de remplacement.

Ces nouvelles substances sont des halogénés non chlorés (les HFC). En plus, les physiciens ont établi une relation entre l'augmentation de la teneur de l'atmosphère en " gaz industriels " (CO₂, CH₄, NO_x, CFC et HCFC) et l'accroissement de la température de la planète : il s'agit de l'effet de serre. En particulier, les frigorigènes de remplacement, qui sont des fluorocarbures, contribuent de façon significative à cet effet : une molécule de ces composés est équivalente, selon sa composition, à plusieurs milliers de molécules de CO₂.

Enfin, 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 (à sorption, à air, machine Stirling, etc.).

I-2- Les règles de sélection des réfrigérants :

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

I-2-1 Critères techniques:

- **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)

CHAPITRE I : Généralités sur les fluides frigorigènes

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.[1]

- **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. Cela est divisé en deux points essentiels. [1]

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 différer, réglementairement, d'un pays à un autre.

Inflammabilité:

Des substances susceptibles de faire d'excellents 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.

I-2-2 Critères économiques :

-Prix du 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 frigorigènes halogénés, est particulièrement économique mais son inflammabilité fait de lui un choix pas très intéressant. Le prix des lubrifiants associés aux 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 frigorigènes.

Le choix du fluide frigorigène influence directement ceux du compresseur et donc sur le prix de l'installation. [1]

CHAPITRE I : Généralités sur les fluides frigorigènes

I-2-3 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. [1]

» **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 ($GWP_{CO_2} = 1$) et ce, généralement, sur une période de 100 ans.

Le GWP_{100} 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. Pour quantifier l'impact total sur l'effet de serre, un indicateur a été ajouté. Il s'agit du TEWI (**Total Equivalent Warming Impact**) qui est donné en kg de CO₂ pour la durée de vie de l'équipement et qui s'écrit comme suit :

$$TEWI = GWP_{100} [M (1 - x) + M.f.N] + E.A.N$$

Où :

- GWP_{100} représente la valeur du GWP_{100} pour le fluide considéré.
- M est la masse de fluide frigorigène en kg.
- x est la fraction de fluide récupéré en fin de vie de l'équipement.
- f est le taux de fuite annuel de l'équipement.
- N est le temps d'utilisation (en années).
- E est la consommation annuelle d'énergie de l'équipement en kWh.
- A est la quantité de CO₂ (kg) émise pour produire 1kWh de l'énergie utilisée. Il dépend de l'énergie utilisée et du pays (A=0.01 en France, A=0.9 en Allemagne)

CHAPITRE I : Généralités sur les fluides frigorigènes

I-3 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

I-3-1 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.

I-3-2 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.

I-3-3 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 :

- 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).

- Mélange azéotropique (série 500) se dit d'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 quasi-azéotropique 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). [1]

Le Tableau 3-1 ci-après rassemble les fluides frigorigènes les plus utilisés :

CHAPITRE I : Généralités sur les fluides frigorigènes

Tableau I.1 fluides frigorigènes [1]

Réfrigérant	Formule	Masse molaire g/mol	Tc °C	Pc Mpa	ODP	GWP 100 ans
HFC-32	CH ₂ F ₂	52.02	78.1	5.78	0	650
HFC-125	CHF ₂ CF ₃	120.02	66.2	3.63	0	2800
HFC-134a	CH ₂ FCF ₃	102.03	101.1	4.06	0	1300
HFC-143a	CH ₃ CF ₃	84.04	72.9	3.78	0	3800
HFC-152a	CH ₃ CHF ₂	66.05	113.3	4.52	0	140
HCFC-123	CHCl ₂ CF ₃	152.93	183.8	3.66	0.014	90
HCFC-1254	CHClFCF ₃	136.48	122.3	3.62	0.03	470
Mélanges de HFC						
R-404A	R-125/143a/134a (44/52/4)	97.6	72.1	3.74	0	3260
R-407A	R-32/125/134a/ (20/40/40)	90.11	81.9	4.49	0	1770
R-407B	R-32/125/134a (10/70/20)	102.94	74.4	4.08	0	2290
R-407C	R-32/125/134a (23/25/52)	86.90	87.3	4.63	0	1530
R-407D	R-32/125/134a (15/15/70)	90.96	91.6	4.48	0	1360
R-407E	R-32/125/134a (25/15/60)	83.78	88.8	4.73	0	1360
R-410A	R-32/125 (50/50)	72.58	72.5	4.95	0	1730
R-507A	R-125/143a (50/50)	98.86	70.9	3.79	0	3300
Hydrocarbures						
RC-270	CH ₂ CH ₂ CH ₂ (cyclopropane)	42.08	125.2	5.58	0	
R-290	CH ₃ CH ₂ CH ₃ (propane)	44.10	96.7	4.25	0	~20
R-600	CH ₃ -CH ₂ -CH ₂ CH ₃ (butane)	58.12	152	3.80	0	~20
R-600a	CH(CH ₃) ₂ -CH ₃ (éthane)	30.07	134.7	3.64	0	~20
R-170	CH ₃ CH ₃ (propylène)	42.08	32.2	4.87	0	~20
R-1270	CH ₃ CH=CH ₂		92.4	4.67	0	
Fluides inorganiques						
R-718	H ₂ O (eau)	18.02	374.2	22.1	0	< 1
R-744	CO ₂ (dioxyde de carbone)	44.01	31.1	7.38	0	1
R-717	NH ₃ (ammoniac)	17.03	132.3	11.3	0	< 1

I-4 Les critères de substitution :

Bien que la substitution du fluide frigorigère 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. [1]

I-4-1 Les fluides de substitution:

Les fabricants de fluides frigorigères considèrent en effet qu'à l'exception du R 134a, 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

CHAPITRE I : Généralités sur les fluides frigorigènes

adaptées, ce qui explique l'intérêt que suscitent les mélanges. D'ailleurs, beaucoup de travaux ont concerné les performances des mélanges de fluides frigorigènes utilisés pour remplacer ceux qui doivent disparaître.

Parmi les fluides remis en cause par le Protocole de Montréal, on cite essentiellement deux CFC, le R11 et le R 12, bannis à partir de 1994 et deux HCFC, le R 22 et le R 502 (un mélange), bannis à partir de 2014.

Leurs principales applications étaient les suivantes :

- R 11 : groupes refroidisseurs d'eau ;
- R 12 : froid domestique, climatisation automobile ;
- R 22 (le plus vendu) : froid alimentaire, industriel, transports frigorifiques ;
- R 502 (mélange 48,8 % R 22, 51,2 % R 115, utilisé comme substitut du R 22 pour des taux de compression élevés) : réfrigération supermarchés, transports frigorifiques.

Les fluides de remplacement possibles sont aujourd'hui les suivants :

- le R134a (HFC) pour le R 12 (froid domestique et commercial) ;
- le R404A (mélange HFC 44 % R 143a, 52 % R 125, 4 % R 134a) pour le R 22 (froid commercial, transports frigorifiques) ;
- le R407C (mélange HFC 23 % R 32, 25 % R 125, 52 % R 134a) pour le R 22 (Conditionnement d'air de petite et moyenne puissance) ;
- le R410A (mélange HFC 50 % R 32, 50 % R 125) candidat possible pour remplacer le R 22 (climatisation air-air, transports frigorifiques). [1]

I-5- Qualités d'un bon fluide frigorigène :

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

- Faible taux de compression.
- 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.

Le choix d'un fluide n'est donc pas toujours très évident, alors lors du choix, que privilégie-t-on ?

- Le coût à l'installation.
- Le COP (consommation d'énergie) et le TEWI.
- L'environnement.
- La sécurité du personnel.

CHAPITRE I : Généralités sur les fluides frigorigènes

– La maintenance. [1]

Le tableau et les figures ci-après présente les différents points essentiels des fluides frigorigènes choisis pour notre projet de fin d'étude.

Tableau I-2 : Fiche techniques des fluides frigorigènes utilisés (R12, R22, R134a, R410A, R507A)
[3]

	ODP	GWP	Groupe de sécurité (ASHRAE 34)	Point d'ébullition à 1.013 bar	Masse molaire (g/mol)	Température critique Tc (°C)	Pression critique Pc (bar)
R12	0.900	8500	A1	-29.6	120.9	112	41.3
R22	0.050	1700	A1	-40.8	86.5	96.1	49.9
R134a	0	1300	A1	-26.1	102	101.1	40.6
R410A	0	1730	A1	-51.6	72.6	70.2	47.7
R507	0	3300	A1	-47.1	98.9	70.7	37.1

I-6 Comparaison entre les fluides utilisés :

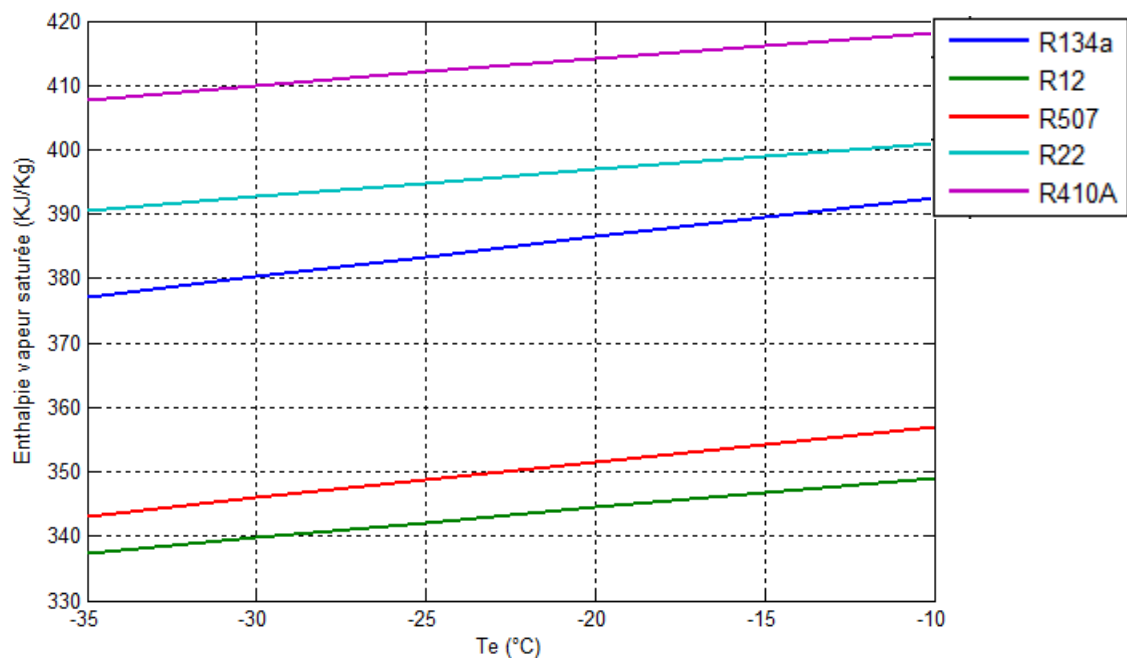


Figure I-1 Variation de l'enthalpie de la vapeur saturée pour différent fluides frigorigènes en fonction des températures d'évaporation

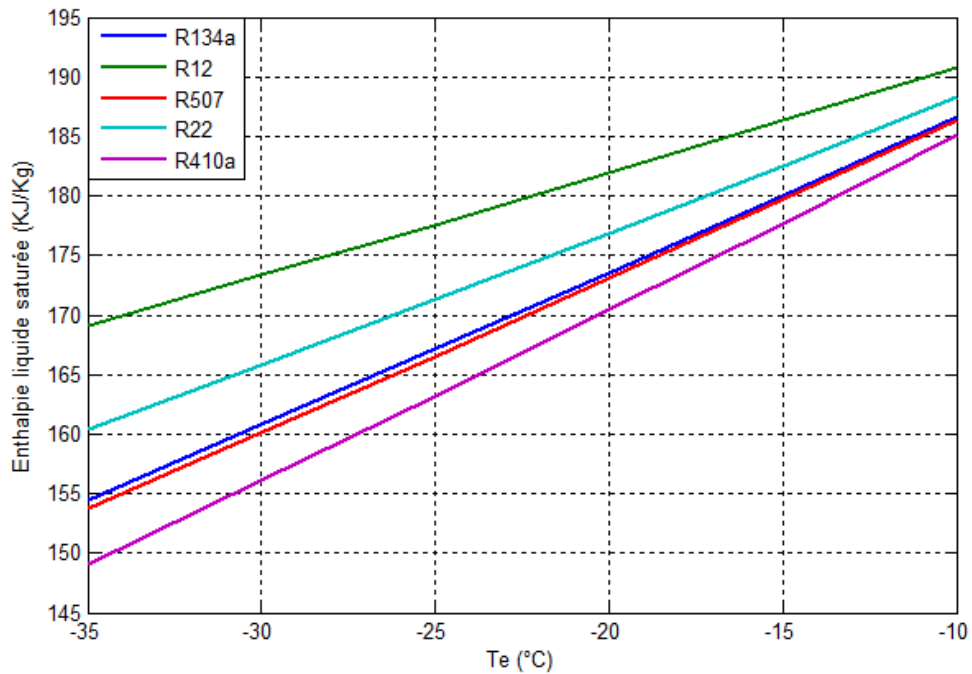


Figure I-2 Variation de l'enthalpie du liquide saturé pour différents fluides frigorigènes en fonction des températures d'évaporation

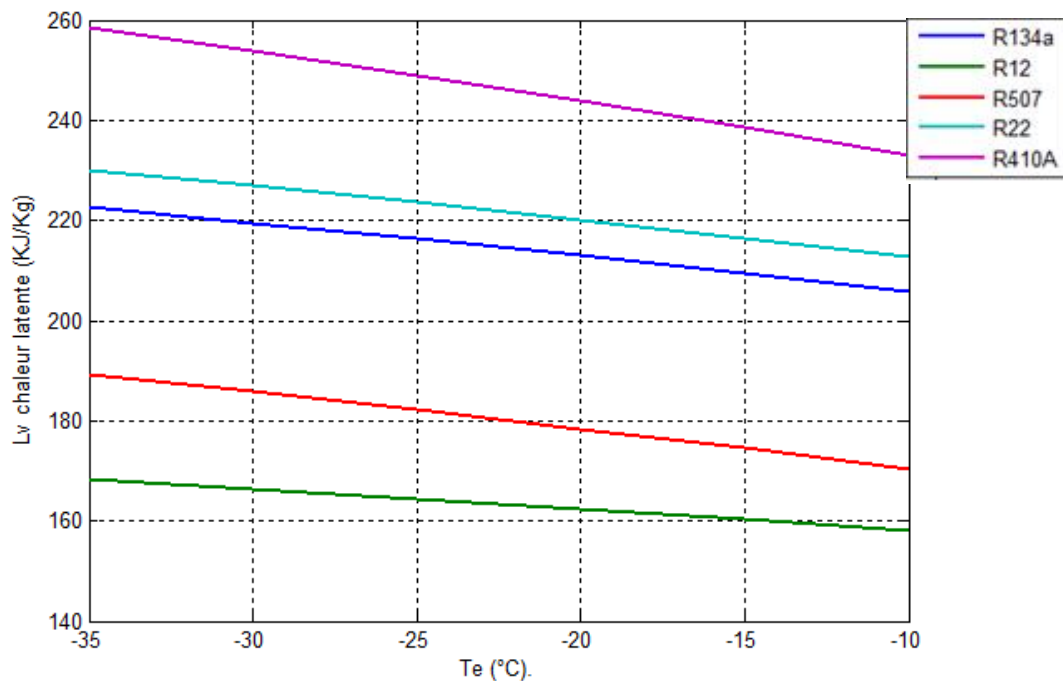


Figure I-3 Variation de la chaleur latente L_V pour différents fluides frigorigènes en fonction des températures d'évaporation

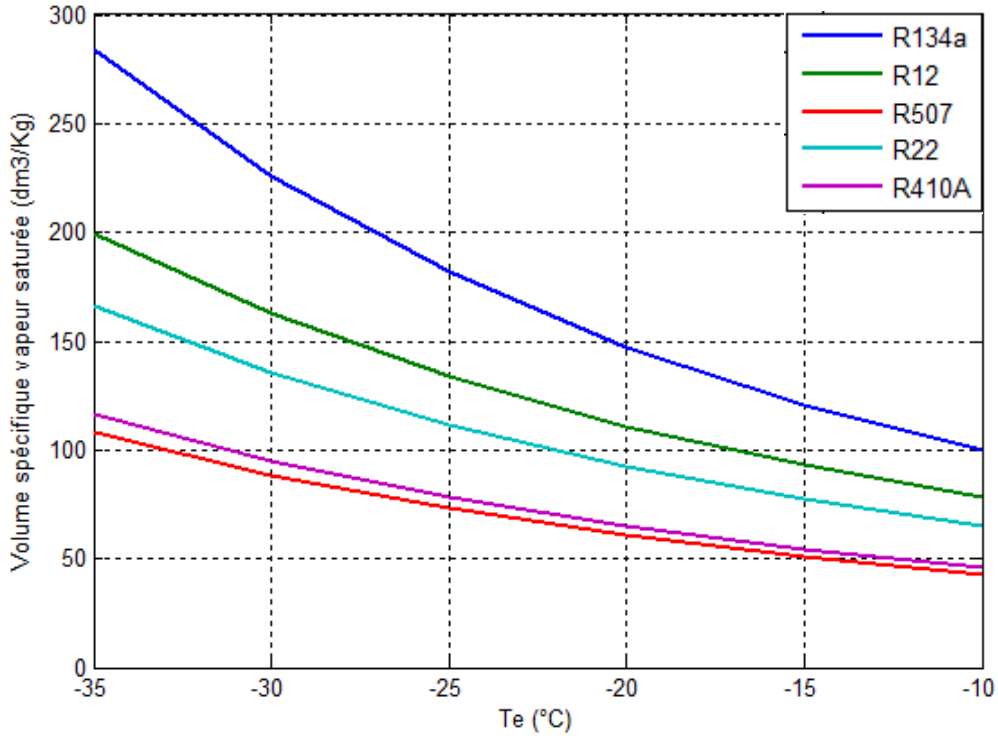


Figure I-4 Variation du volume spécifique v de la vapeur saturée pour différent fluides frigorigènes en fonction des températures d'évaporation

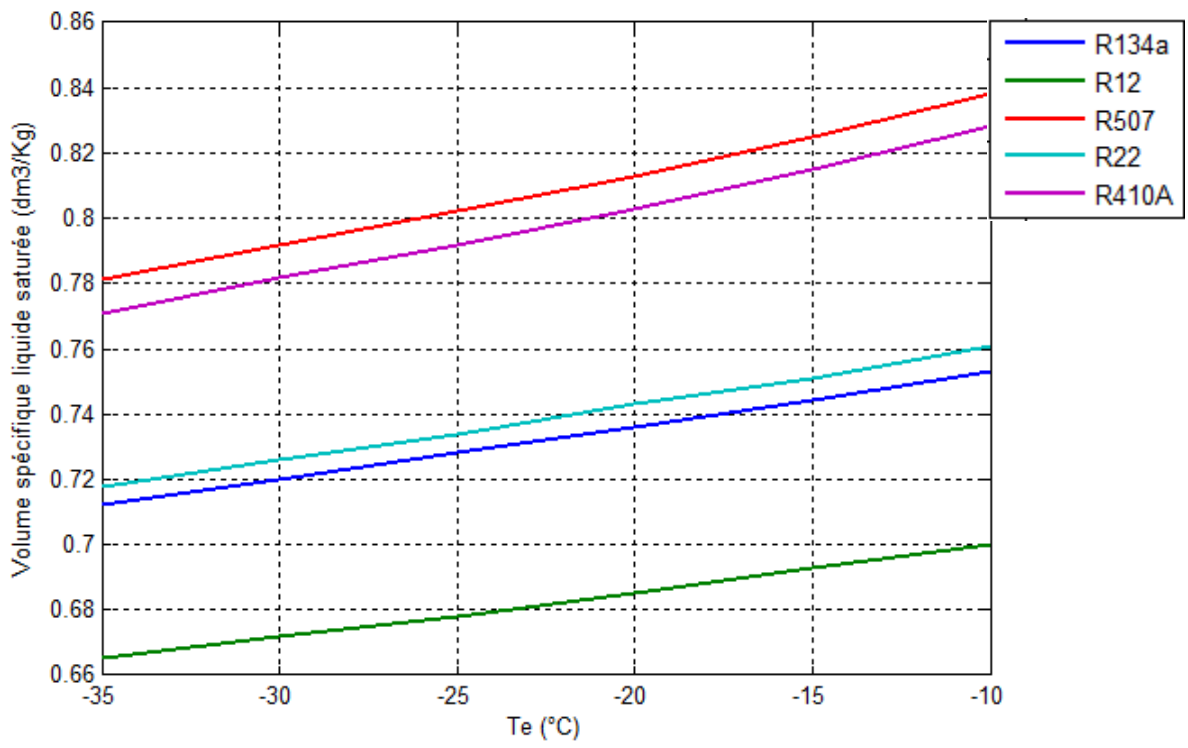


Figure I-5 Variation du volume spécifique v du liquide saturé pour différent fluides frigorigènes en fonction des températures d'évaporation

CHAPITRE I : Généralités sur les fluides frigorigènes

Conclusion:

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

CHAPITRE II : Généralités sur les machines frigorifiques à compression de vapeur

II-1- Introduction :

Le but principal d'un système de réfrigération qui est d'ôter la chaleur au milieu à basse température (source de chaleur) qui sera transférer au milieu dont la température est élevée.

La température absolue de la source froide est T_c , et la chaleur transférée à partir de la source froide est l'effet de réfrigération (charge de réfrigération Q_c). 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.

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. Au début, le réfrigérant absorbe la chaleur car sa température est inférieure à celle de la source de chaleur ce qui augmente la température du réfrigérant durant le processus. Par conséquent, le réfrigérant fournit de la chaleur.

La figure ci-après présente l'état de la matière et sa transformation de sa phase solide à la phase vapeur.

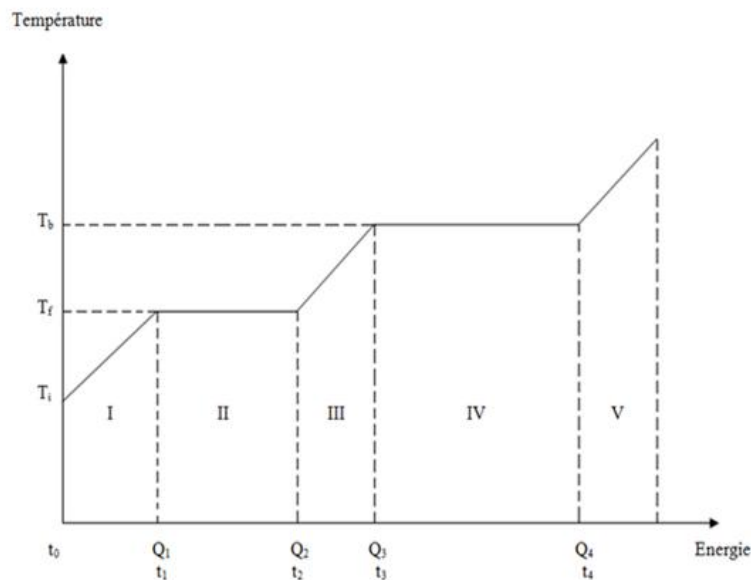


Figure II-1 : Etat de la matière

- I : Phase solide
- II : Deux phases, solide + liquide
- III : Phase liquide
- IV : Deux phases, liquide + vapeur
- V : Phase vapeur

CHAPITRE II : Généralités sur les machines frigorifiques à compression de vapeur

A partir de l'instant t_0 , le solide est soumis à un flux de chaleur ϕ , sa température s'élève et atteint la température T_f à l'instant t_1 , mais entre t_0 et t_1 , la substance reste à l'état solide. A T_f le solide commence à fondre et de t_1 à t_2 la température reste constante ; égale à la température de fusion T_f et on constate la présence simultanée des deux phases, solide et liquide, la quantité de liquide augmente progressivement pendant que la quantité de solide diminue. Lorsque la quantité de solide disparaît, la température augmente à nouveau et, de t_2 à t_3 , on observe que la température du liquide passe de T_f à T_b .

A T_b , des bulles de vapeur apparaissent dans le liquide indiquant que ce dernier se transforme en vapeur ; de t_3 à t_4 , tant que les deux phases, liquide et vapeur coexistent, le système reçoit toujours de la chaleur, la quantité de vapeur augmente progressivement, mais sa température reste constante. T_b est la température d'ébullition de la substance à la pression considérée.

Dès que la dernière goutte de liquide disparaît, après t_4 la température augmente de nouveau.

Q_1 : Chaleur sensible

Q_2-Q_1 : La quantité de chaleur nécessaire pour provoquer la fusion du liquide, c'est la chaleur latente de fusion.

Q_4-Q_3 : La chaleur latente de vaporisation.

II-2- 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.

II-2-1- 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 :

CHAPITRE II : Généralités sur les machines frigorifiques à compression de vapeur

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

Lors du choix du compresseur on se réfère souvent aux critères suivants :

- Capacité de réfrigération.
- Débit volumétrique.
- Rapport de compression.
- Propriétés thermiques et physiques du réfrigérant. [5]

II-2-2- 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 [5]
-

II-2-3- Evaporateur :

L'évaporateur peut être considéré comme point de capture de la chaleur dans un système de réfrigération. L'évaporateur a pour fonction de prélever la chaleur à son environnement et de la céder

CHAPITRE II : Généralités sur les machines frigorifiques à compression de vapeur

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. [5]

II-2-4- 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 liquide est refroidi à la température d'évaporation. Il permet aussi de réguler l'écoulement du liquide réfrigérant à l'évaporateur. [5]

II-3- cycles et systèmes de réfrigération :

II-3-1- Introduction :

La réfrigération est employée dans l'industrie pour le refroidissement et la congélation des produits, maintien 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 exergetique 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. [4]

CHAPITRE II : Généralités sur les machines frigorifiques à compression de vapeur

II-3-2- 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 se produit presque à n'importe quelle température et rapport de pression. 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. [4]

- **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 change 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. [5]

- **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. [5]

CHAPITRE II : Généralités sur les machines frigorifiques à compression de vapeur

La figure II-2 montre le schéma d'un système de réfrigération à compression de vapeur et le cycle de réfrigération est représenté par le diagramme température-entropie (T-s) indiqué sur la figure II-3.

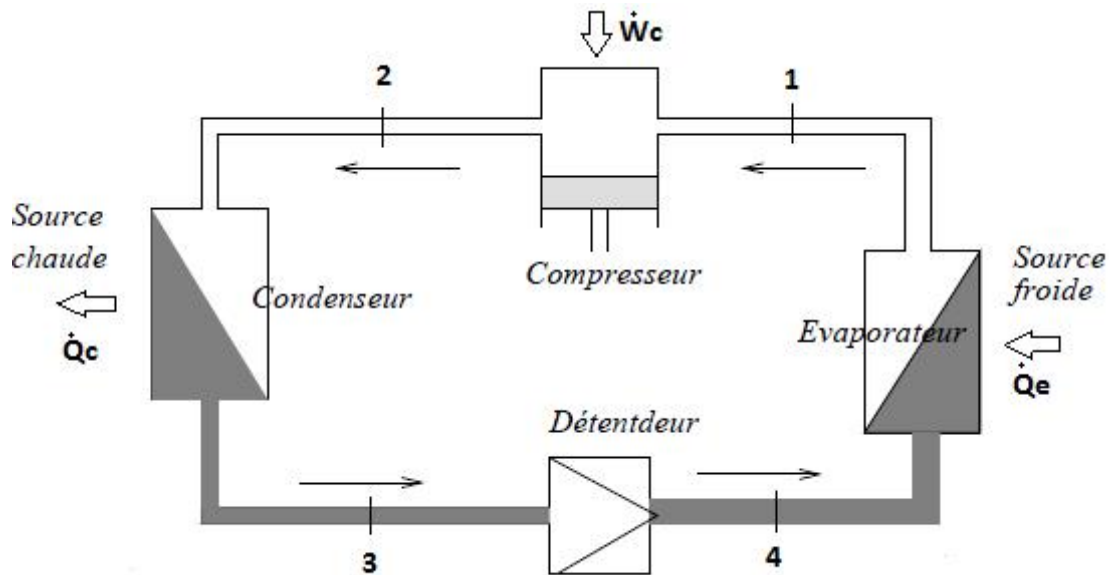


Figure II-2 Système de réfrigération à compression de vapeur

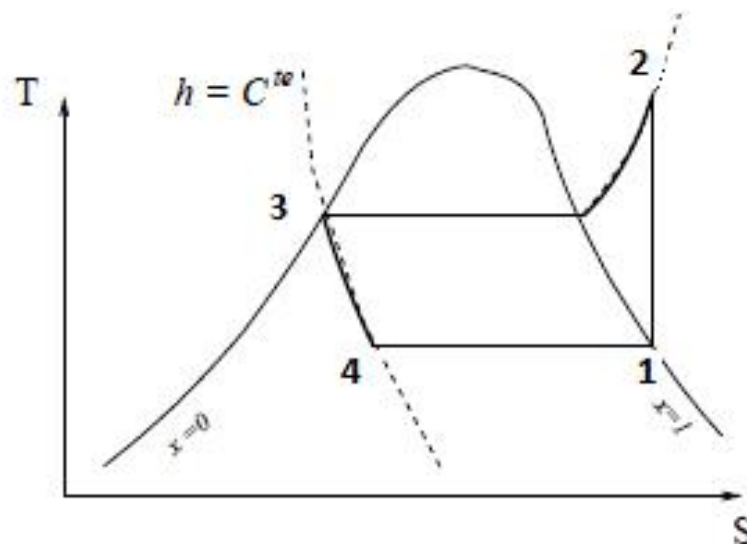


Figure II-3 Diagramme (T,S) pour le cycle de réfrigération à compression de vapeur

CHAPITRE II : Généralités sur les machines frigorifiques à compression de vapeur

Le fonctionnement de ce système est expliqué ci-dessous :

- (1-2) compression adiabatique réversible :

La vapeur réfrigérante saturée à basse pression arrive au compresseur et elle est comprimée par la réduction du volume et l'augmentation de la température et de la pression.

- (2-3) rejet réversible de chaleur à pression constante :

La vapeur réfrigérante à haute pression entre dans le condenseur et elle est liquéfiée.

- (3-4) détente réversible à entropie constante :

Le liquide réfrigérant saturé à haute pression passe à travers le détendeur et voit sa pression et température réduire.

- (4-1) addition réversible de chaleur à pression constante :

Le réfrigérant à basse pression arrive dans l'évaporateur où il bout et absorbe de la chaleur du milieu environnant, fournissant de ce fait un effet de refroidissement. [4]

II-4- 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.

III-1 Introduction :

Le froid trouve de nombreuses applications dans des domaines très variées (industrie agro-alimentaire, médecine, confort thermique.....).

La réfrigération à compression de vapeur est fondée sur la condensation de vapeur d'un fluide réfrigérant à la suite d'une compression et son évaporation à la suite d'une détente. C'est le procédé le plus répandu pour la production du froid.

Le principe consiste à évaporer un fluide frigorigène à basse pression (et donc basse température), dans un échangeur en contact avec l'enceinte froide. Dans un cycle frigorifique, l'effet utile est l'extraction de chaleur à l'évaporateur.

Les différentes analyses énergétiques et exergétique du système ainsi que les multiples bilans sont présentés tout au long de ce chapitre.

III-2 Généralités sur les systèmes thermodynamiques :

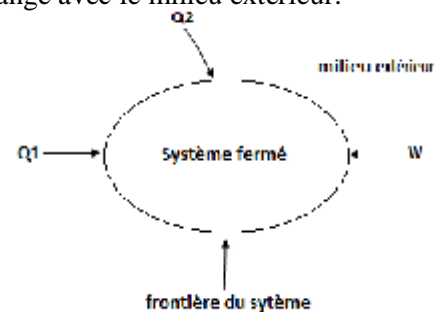
III-2-1 Systèmes fermés :

Un système fermé est un système limité par une frontière constitué d'une ou plusieurs surfaces fermées, à travers lesquels il ne peut y avoir échange de matière avec le milieu extérieur ; mais uniquement de l'énergie sous forme de chaleur ou de travail peut être échangé avec le milieu extérieur.

Le premier principe de la thermodynamique s'écrit :

$$E = U + E_c + E_p \tag{III-1}$$

$$\Delta U = \square Q + \square W \tag{III-2}$$

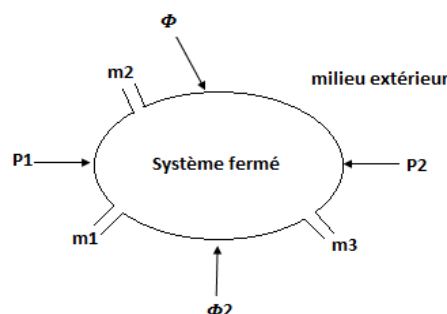


III-2-2 Systèmes ouverts :

Un système ouvert est un système pour lequel à travers sa frontière, on peut avoir non seulement des échanges d'énergie mais également des échanges de matières. Ce concept est très utile dans l'étude de transformation où une substance traverse un composant d'une machine.

Le premier principe s'écrit :

$$m(h_0 + e_{k_0} + e_{p_0}) - m(h_1 + e_{k_1} + e_{p_1}) = P + \Phi \tag{III-3}$$



III-3 Rappel thermodynamiques :

Les bilans énergétiques entropiques et exergetiques pour un système ouvert est :

$$\frac{dE}{dt} = \sum_i \frac{\delta Q_i}{\delta t} + \sum_j \dot{m} h_j^* + \sum_k \frac{\delta w_k}{\delta t} \quad (\text{III-4})$$

$$\frac{dS}{dt} = \sum_i \frac{1}{T_i} \frac{\delta Q_i}{\delta t} + \sum_j \dot{m}_j S_j + P(S) \quad (\text{III-5})$$

$$\frac{dE_x}{dt} = \sum_i \frac{\delta Q_i}{\delta t} + \sum_k \frac{\delta w_k}{\delta t} + P_0 \frac{dV}{dt} + \sum_j \dot{m}_j e_{x_j}^* - \dot{I} \quad (\text{III-6})$$

Où :

$E = U + E_c + E_p$: Energie totale.

$h_j^* = h_j + \frac{c_j^2}{2} + g z_j$: Enthalpie totale massique du constituant j .

δQ_i : Quantité de chaleur échangée avec la source de température T_i .

δw_k : Travail échangé avec le système (autre que les forces de pression).

$P(S) = \frac{dS_{totale}}{dt} \geq 0$: Production d'entropie due aux irréversibilités.

$E_x = E - T_0 S + P_0 V$: Exergie du système

$i = 1 - \frac{T_0}{T_i}$: Facteur de Carnot

$\dot{I} = T_0 P(S)$: Vitesse de destruction d'exergie pour les irréversibilités.

$e_{x_j}^* = h_j^* - T_0 S_j$: Exergie totale massique du constituant j.

Pour un système fermé :

$$\frac{dE}{dt} = \sum_i \frac{\delta Q_i}{\delta t} + \sum_k \frac{\delta Q_k}{\delta t} - T_0 \frac{dV}{dt} \quad (\text{III-7})$$

$$\frac{dS}{dt} = \sum_i \frac{1}{T_i} \frac{\delta Q_i}{\delta t} + P(S) \quad (\text{III-8})$$

$$\frac{dE_x}{dt} = \sum_i \frac{\delta Q_i}{\delta t} + \sum_k \frac{\delta w_k}{\delta t} - \dot{I} \quad (\text{III-9})$$

II-4 Analyse énergétique entropique et exergetique d'un système de refroidissement à compression de vapeur :

Notre cycle de réfrigération a compression de vapeur figure (II-2) peut être analysé en appliquant le principe de conservation de la masse selon la première loi de la thermodynamique, pour chacun des quatre composants individuellement (**compresseur, condenseur, détenteur, évaporateur**), et aussi en appliquant le principe de conservation de l'énergie pour chaque composant et également pour le système entier. Par conséquent,

L'équation de bilan énergétique pour chaque composant du système devient (avec l'hypothèse que les changements des énergies cinétiques et potentielles sont négligeables) :

III-4-1 Analyse énergétique et entropique :

• **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 :

$$\dot{m}h_1 + \dot{W} = \dot{m}h_2$$

-Bilan entropique :

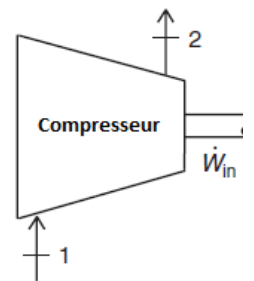
Le bilan entropique est comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{générée} = \Delta \dot{S}_{sys} = 0$$

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

$$\dot{S}_{générée} = \dot{m}s_2 - \dot{m}s_1 = \dot{m}(s_2 - s_1) \tag{III-11}$$

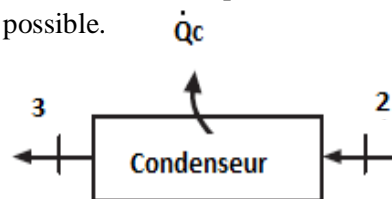
La où \dot{m} est le débit massique du réfrigérant (KJ/s) ; h est l'enthalpie (kJ/kg) ; et W est le travail du compresseur (KJ)



(III-10)

• **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.



-Bilan énergétique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}h_2 = \dot{Q}_c + \dot{m}h_3 \tag{III-12}$$

La où \dot{Q}_c est le rejet de la chaleur du condenseur à l'environnement.

-Bilan entropique :

Le bilan entropique est comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{générée} = \Delta \dot{S}_{sys} = 0$$

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

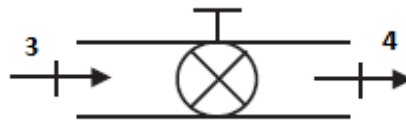
$$\dot{S}_{g\acute{e}n\acute{e}r\acute{e}e} = \frac{\dot{Q}_c}{T_c} + \dot{m}s_3 - \dot{m}s_2$$

$$\dot{S}_{g\acute{e}n\acute{e}r\acute{e}e} = \dot{m}(s_3 - s_2 + \frac{q_c}{T_c}) \quad \text{(III-13)}$$

• **Détendeur (3-4) :**

Supposé parfaitement isolé 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 détendeur, on a :



-Bilan énergétique :

$$\dot{m}h_3 = \dot{m}h_4 \quad \text{D'où} \quad h_3 = h_4 \quad \text{(III-14)}$$

-Bilan entropique :

Le bilan entropique est comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{g\acute{e}n\acute{e}r\acute{e}e} = \Delta \dot{S}_{sys} = 0$$

$$\dot{S}_{g\acute{e}n\acute{e}r\acute{e}e} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in}$$

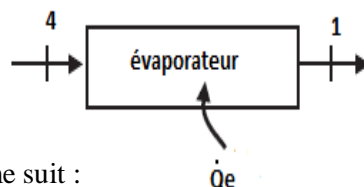
$$\dot{S}_{g\acute{e}n\acute{e}r\acute{e}e} = \dot{m}s_4 - \dot{m}s_3$$

D'où l'entropie générée s'écrit :

$$\dot{S}_{g\acute{e}n\acute{e}r\acute{e}e} = \dot{m}(s_4 - s_3) \quad \text{(III-15)}$$

• **Évaporateur (4-1) :**

Dans l'évaporateur ; un débit \dot{m} de fluide frigorigène, introduit à l'état liquide dans la Section d'entrée, il y reçoit un flux de chaleur \dot{Q}_e qui permet l'évaporation du fluide ; les vapeurs produites sont extraites vers la section de sortie afin d'y maintenir la pression constante.



-Bilan énergétique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

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

$$\text{Enfin} \quad \dot{Q}_e = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad \text{(III-16)}$$

-Bilan entropique :

Le bilan entropique est comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{générée} = \Delta \dot{S}_{sys} = 0$$

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

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

$$\dot{S}_{générée} = \dot{m}(s_1 - s_4 - \frac{q_e}{T_e}) \quad \text{(III-17)}$$

La où \dot{Q}_F est la chaleur prise de l'environnement à basse température.

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. [4]

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_c} \quad \text{(III-18)}$$

III-4-2 Analyse exergetique d'un système de compression de vapeur :

L'approche exergetique permet de quantifier de façon cohérent à la fois la quantité et la qualité des différentes formes d'énergie mises en jeu. Elle permet de quantifier de manière simple les irréversibilités d'un procédé de conversion d'énergie. Elle permet également de comparer l'efficacité de différents scénarios de conversion d'une même source d'énergie.

L'exergie est la fraction maximale de l'énergie qui peut être transformée en énergie mécanique (travail maximum récupérable techniquement).

L'exergie est défini par :

$$E_x = (U - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) + m \frac{V^2}{2} + mgz \quad \text{(III-19)}$$

U_0, P_0, V_0, T_0, S_0 : grandeur de référence

Dans l'analyse d'exergie, nous écrivons des équations d'équilibre d'exergie pour chaque composant du système de réfrigération.

- **Compresseur (1-2) :**

L'exergie détruite est calculée comme suit :

$$\dot{E}_{x_{in}} - \dot{E}_{x_{out}} - \dot{E}_{x_{det}} = 0$$

$$\dot{E}_{x_{det}} = \dot{E}_{x_{in}} - \dot{E}_{x_{out}}$$

$$\dot{E}_{x_{det}} = \dot{W}_{in} + \dot{E}_{x_1} - \dot{E}_{x_2}$$

$$\dot{E}_{x_{det}} = \dot{W}_{in} - \dot{m}[h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1)]$$

$$\dot{E}_{x_{det}} = \dot{m}(h_2 - h_1) - \dot{m}[h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1)]$$

$$\dot{E}_{x_{det}} = \dot{m}T_0(s_2 - s_1) \quad \text{(III-20)}$$

D'où le rendement exergetique du compresseur :

$$\eta_{ex,comp} = 1 - \frac{\dot{E}_{x_{det}}}{W_{in}} \quad (\text{III-21})$$

• **condenseur (2-3) :**

L'exergie détruite est calculée comme suit :

$$\begin{aligned} \dot{E}_{x_{in}} - \dot{E}_{x_{out}} - \dot{E}_{x_{det}} &= 0 \\ \dot{E}_{x_{det}} &= \dot{E}_{x_{in}} - \dot{E}_{x_{out}} \\ \dot{E}_{x_{det}} &= (\dot{E}_{x_2} - \dot{E}_{x_3}) - \dot{E}_x \dot{Q}_c \\ \dot{E}_{x_{det}} &= \dot{m}[h_2 - h_3 - T_0(s_2 - s_3)] - \dot{Q}_c \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) \end{aligned} \quad (\text{III-22})$$

La destruction d'exergie peut également être déterminée avec la relation suivante :

$$\dot{E}_{x_{det}} = T_0 \dot{S}_{générée} = \dot{m}T_0(s_3 - s_2 + \frac{q_c}{T_c}) \quad (\text{III-23})$$

D'où le rendement exergetique du condenseur :

$$\eta_{ex,cond} = \frac{\dot{E}_x \dot{Q}_c}{\dot{E}_{x_2} - \dot{E}_{x_3}} = \frac{\dot{Q}_c \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right)}{\dot{m}[h_2 - h_3 - T_0(s_2 - s_3)]} = 1 - \frac{\dot{E}_{x_{det}}}{\dot{E}_{x_2} - \dot{E}_{x_3}} \quad (\text{III-24})$$

• **Détendeur (3-4) :**

L'exergie détruite est calculée comme suit :

$$\begin{aligned} \dot{E}_{x_{in}} - \dot{E}_{x_{out}} - \dot{E}_{x_{det}} &= 0 \\ \dot{E}_{x_{det}} &= \dot{E}_{x_{in}} - \dot{E}_{x_{out}} \\ \dot{E}_{x_{det}} &= \dot{E}_{x_3} - \dot{E}_{x_4} = T_0 \dot{S}_{générée} = \dot{m}T_0(s_4 - s_3) \end{aligned} \quad (\text{III-25})$$

D'où le rendement exergetique du détendeur :

$$\eta_{ex,det} = 1 - \frac{\dot{E}_{x_{det}}}{\dot{E}_{x_3} - \dot{E}_{x_4}} \quad (\text{III-26})$$

• **Évaporateur (4-1) :**

L'exergie détruite est calculée comme suit :

$$\begin{aligned} \dot{E}_{x_{in}} - \dot{E}_{x_{out}} - \dot{E}_{x_{det}} &= 0 \\ \dot{E}_{x_{det}} &= \dot{E}_{x_{in}} - \dot{E}_{x_{out}} \\ \dot{E}_{x_{det}} &= (\dot{E}_{x_4} - \dot{E}_{x_1}) - \dot{E}_x \dot{Q}_e \\ \dot{E}_{x_{det}} &= \dot{m}[h_4 - h_1 - T_0(s_4 - s_1)] - [-\dot{Q}_e \left(1 - \frac{T_0}{T_e}\right)] \end{aligned} \quad (\text{III-27})$$

D'où le rendement exergetique de l'évaporateur ;

$$\eta_{ex,évap} = \frac{\dot{E}_x \dot{Q}_e}{\dot{E}_{x_4} - \dot{E}_{x_1}} = \frac{-\dot{Q}_e \left(1 - \frac{T_0}{T_e}\right)}{\dot{m}[h_4 - h_1 - T_0(s_4 - s_1)]} = 1 - \frac{\dot{E}_{x_{det}}}{\dot{E}_{x_4} - \dot{E}_{x_1}} \quad (\text{III-28})$$

Conclusion :

Les équations présentées dans ce chapitre décrivent l'analyse énergétique et exergetique d'un système frigorifique à compression de vapeur simple ; cette analyse théorique montre le fonctionnement de chaque composant de notre installation en considérant l'absence de perte de charge dans les conduites.

CHAPITRE IV : Présentation des résultats pour le cycle de Carnot et le cycle de LORENZ :

IV- Présentation des résultats pour le cycle de Carnot et le cycle de Lorenz :

IV-1 Introduction et historique :

Au début du XIX^{ème} siècle, un jeune polytechnicien nommé Sadi Carnot s'est intéressé au fonctionnement des moteurs thermiques dont on assistait alors à la naissance. Le point intéressant dans la démarche de Carnot c'est qu'il a fait entièrement abstraction de l'aspect technologique, pour rechercher les principes sous-jacents des moteurs. C'est d'autant plus difficile qu'à l'époque ou ces derniers fonctionnent en utilisant l'ébullition et la condensation de la vapeur, et que la notion de cycle n'était pas encore acquise pas plus que la notion de conservation de l'énergie.

Carnot recherchait la quantité maximale du travail qu'il est possible de générer à partir d'une quantité donnée de charbon. Ses travaux (réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance, 1824) n'ont jamais été reconnus de son vivant, sa conception de la chaleur était profondément erronée, et pourtant, le moteur théorique qu'il à décrit, passage incontournable pour l'étudiant en ingénierie, sert de référence dans les bureaux d'études des motoristes aujourd'hui. [6]

IV-2 Cycle de Carnot

IV-2-1 Présentation du cycle de Carnot : [7]

Le cycle de Carnot, est un cycle complètement réversible, c'est le modèle idéal pour un cycle de réfrigération fonctionnant entre deux températures fixes, ou entre deux fluides à des températures différentes et avec chaque capacité thermique infini.

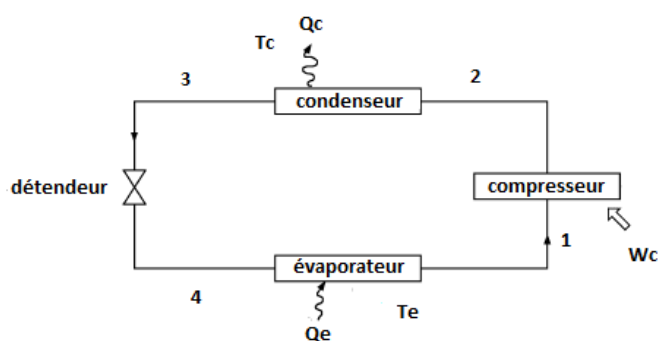


Figure IV-1 schéma installation de Carnot

La figure IV-1 montre le schéma d'une installation de Carnot

La chaleur est retirée à la température T_e constante à partir de la région à réfrigérer (2-3). De la chaleur est rejetée à la température ambiante T_c constante (4-1). Le cycle est complété par une détente isentropique (3-4) et une compression isentropique (1-2).

Les transferts d'énergie sont donnés comme suit :

La chaleur rejetée a l'extérieur :

CHAPITRE IV : Présentation des résultats pour le cycle de Carnot et le cycle de LORENZ :

$$Q_c = T_c (S_2 - S_3) \quad (IV-1)$$

La chaleur absorbée par l'évaporateur :

$$Q_e = T_e (S_1 - S_4) \quad (IV-2)$$

Pour le cycle de Carnot on a :

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

Donc on aura:

$$Q_e = T_e (S_2 - S_3) \quad (IV-3)$$

Le travail consommé par le compresseur s'écrit :

$$W = Q_c - Q_e \quad (IV-4)$$

D'où:

$$W = T_c (S_2 - S_3) - T_e (S_1 - S_4) = (T_c - T_e) (S_2 - S_3) \quad (IV-5)$$

D'où l'équation du COP :

Bilan entropique

$$\frac{Q_c}{T_c} - \frac{Q_e}{T_e} = 0 \quad (IV-6)$$

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{W} = \frac{T_e (S_2 - S_3)}{(T_c - T_e) (S_2 - S_3)} = \frac{T_e}{T_c - T_e}$$

$$\text{COP} = \frac{T_e}{T_c - T_e} \quad (IV-7)$$

La **figure IV-2** montre le cycle de Carnot dans un diagramme(T, S).

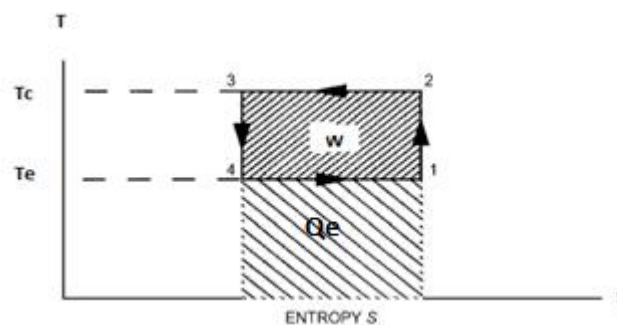


Figure IV-2 cycle de Carnot dans le diagramme (T, S)

IV-2-2 Théorie de Carnot pour les machines frigorifiques : [7]

Les cycles réversibles ont deux propriétés importantes:

-Un cycle de réfrigération ne peut avoir un coefficient de performance supérieur à celui d'un cycle réversible fonctionnant entre les mêmes limites de température, autrement dit $\text{COP} < \text{COP}_c$

CHAPITRE IV : Présentation des résultats pour le cycle de Carnot et le cycle de LORENZ :

Tous les cycles de Carnot, lorsqu'ils fonctionnent entre les mêmes limites de température, ont le même coefficient de performance.

IV-2-3 Etude paramétrique :

Dans ce chapitre nous allons étudier l'influence des températures de condensation et d'évaporation sur le coefficient de performance COP_c .

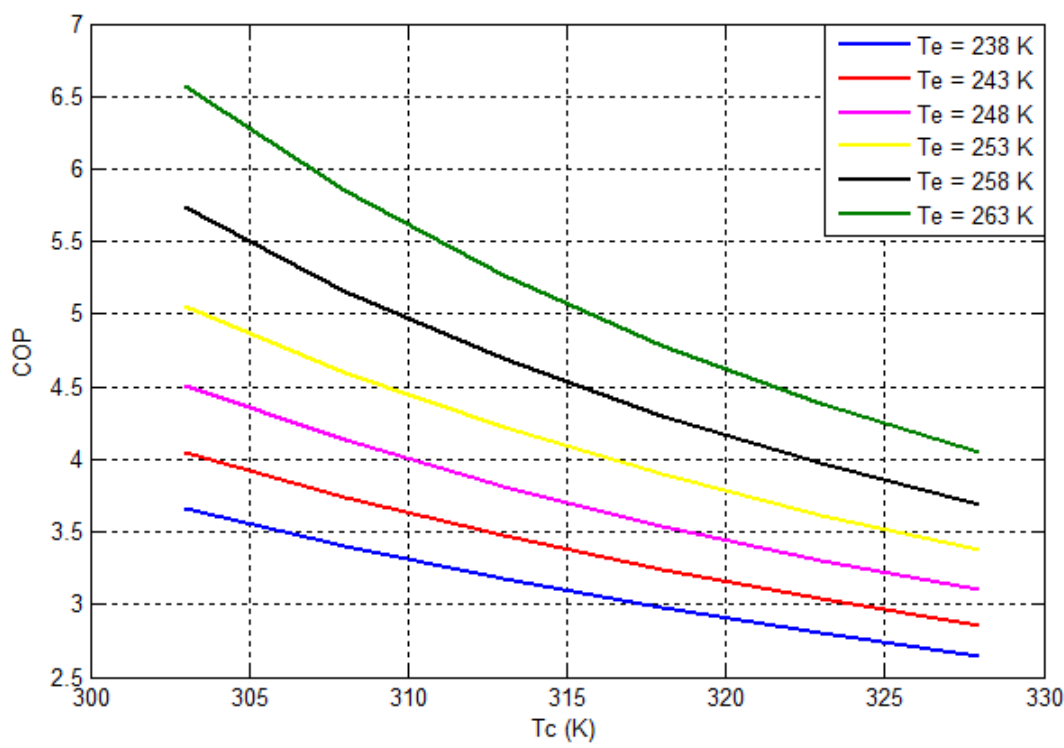


Figure IV-3 influence des températures sur le COP de Carnot

La figure **IV-3** représente l'évolution du coefficient de performance de Carnot COP_c en fonction des températures de condensation et d'évaporation.

La figure **IV-3** montre que l'évolution du COP_c est inversement proportionnelle à l'augmentation de la température de condensation et elle est proportionnelle à l'augmentation de la température d'évaporation.

Nous avons pour une augmentation de la température de condensation T_c de 30 à 55° C et pour une température d'évaporation $T_e = -35^\circ\text{C}$ fixe une diminution du COP_c de 3,66 à 2,64, tandis qu'avec une augmentation de la température d'évaporation de -35 à -10° C ; nous avons une augmentation du COP_c de 3,66 à 6,57 pour un $T_c = 30^\circ\text{C}$ et une augmentation de 2,64 à 4,04 pour un $T_c = 55^\circ\text{C}$

CHAPITRE IV : Présentation des résultats pour le cycle de Carnot et le cycle de LORENZ :

IV-3 Cycles de Lorenz : [7]

IV-3-1 Présentation et théorie du cycle de Lorenz :

Le cycle de réfrigération Carnot comprend deux hypothèses qui le rendent impraticable. Les capacités de transfert de chaleur des deux fluides externes sont supposées être infiniment grandes alors que les températures de fluides extérieurs restent fixées à T_0 et T_e .

Le cycle de Carnot n'inclus pas la résistance thermique entre le réfrigérant de travail et des fluides externes dans les deux processus d'échange de chaleur. Par conséquent, le réfrigérant doit resté fixe à la température T_0 dans le condenseur et à la température T_e dans l'évaporateur.

Le cycle de Lorenz élimine la première restriction dans le cycle de Carnot, en permettant que la température des deux fluides extérieurs varier au cours de l'échange de chaleur. La deuxième hypothèse de la résistance thermique négligeable entre le réfrigérant de travail et le fluide externe reste la même. Par conséquent, la température du réfrigérant doit changé au cours des deux processus d'échange de chaleur pour égaler le changement de température du fluide externe.

Ce cycle est complètement réversible lors de l'utilisation entre deux fluides qui ont chacun une capacité de chaleur finie mais constante.

La **figure IV-4** est une vue schématique d'un cycle de Lorenz dans le diagramme (T, S). A noter que ce cycle ne fonctionne pas entre deux limites de température fixées.

La chaleur est absorbée par fluide frigorigène de l'état 4 à l'état 1, ce processus est supposé être linéaire sur (T, S), ce qui représente un fluide avec une capacité de chaleur constante. La température du réfrigérant est augmenté en compression isentropique de l'état 1 à l'état 2, le procédé 2-3 est un processus de rejet de chaleur dans lequel la température du réfrigérant diminue linéairement avec le transfert de chaleur. Le cycle se termine par une détente isentropique entre l'état 3 et 4.

Les processus d'addition de chaleur et de rejet de chaleur sont parallèles si l'ensemble du cycle est dessiné comme un parallélogramme sur les coordonnées (T, S).

Un cycle de réfrigération de Carnot fonctionnant entre T_0 et T_e se situerait entre les états (1, a, 3, et b) **figure IV-4**; le cycle Lorenz a un effet de réfrigération inférieure et nécessite plus de travail, mais ce cycle est un cycle de référence plus pratique quand un système de réfrigération fonctionne entre deux fluides monophasiques, tels que l'air ou l'eau. Les transferts d'énergie dans un cycle de réfrigération de Lorenz sont les suivantes, où ΔT est la variation de température du fluide frigorigène au cours de chacun de ces deux processus d'échange de chaleur.

La chaleur rejeté a l'extérieur se calcul comme suit :

$$Q_c = \left(T_c + \frac{\Delta T}{2}\right) (S_2 - S_3) \quad \text{(IV-8)}$$

La chaleur absorbée par l'évaporateur est calculé comme suite :

$$Q_e = \left(T_e - \frac{\Delta T}{2}\right) (S_1 - S_4) = \left(T_e - \frac{\Delta T}{2}\right) (S_2 - S_3) \quad \text{(IV-9)}$$

CHAPITRE IV : Présentation des résultats pour le cycle de Carnot et le cycle de LORENZ :

Le travail consommé par le compresseur :

$$W = Q_c - Q_e = \left(T_c + \frac{\Delta T}{2}\right) (S_2 - S_3) - T_e - \frac{\Delta T}{2} (S_1 - S_4) = \left(T_e - \frac{\Delta T}{2}\right) (S_2 - S_3)$$

$$W = (T_c + \Delta T - T_e) (S_2 - S_3) \quad (IV-10)$$

D'où l'équation du COP :

$$COP = \frac{\left(T_c - \frac{\Delta T}{2}\right)(S_2 - S_3)}{(T_c + \Delta T - T_e)(S_2 - S_3)} = \frac{T_e - \frac{\Delta T}{2}}{T_c - T_e + \Delta T} \quad (IV-11)$$

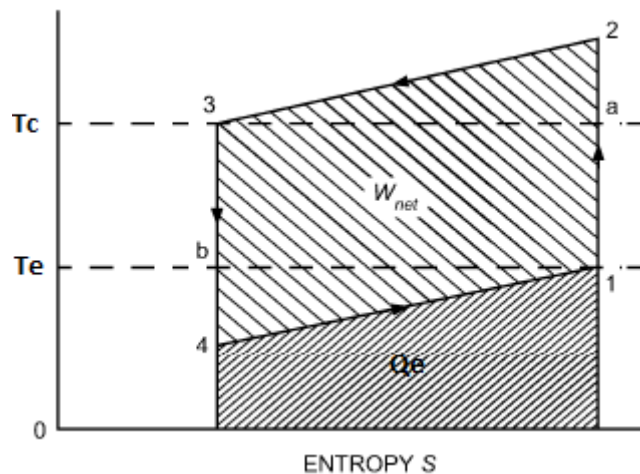


Figure IV-4 cycle de Lorenz dans le diagramme (T, S)

IV-3-2 Etude paramétrique :

Dans ce paragraphe nous allons étudier l'influence des températures de condensation et d'évaporation sur le coefficient de performance COP_L .

La figure IV-5 représente l'évolution du coefficient de performance du cycle de Lorenz COP_L en fonction des températures de condensation et d'évaporation pour une variation de la température du fluide frigorigène au cours de la condensation et de l'évaporation $\Delta T=5^\circ C$

La figure montre que l'évolution du COP_L est inversement proportionnelle à l'augmentation de la température de condensation et elle est proportionnelle à l'augmentation de la température de l'évaporation.

Nous avons pour une augmentation de la température de condensation T_c de -10 à $-35^\circ C$ et pour une température d'évaporation $T_e = -35^\circ C$ fixe une diminution du COP_L de 3,36 à 2,48, tandis qu'avec une augmentation de la température d'évaporation de -35 à $-10^\circ C$; nous avons une augmentation du COP_c de 3,36 à 5,79 pour un $T_c = 30^\circ C$ et une augmentation de 2,48 à 3,72 pour un $T_c = 55^\circ C$

CHAPITRE IV : Présentation des résultats pour le cycle de Carnot et le cycle de LORENZ :

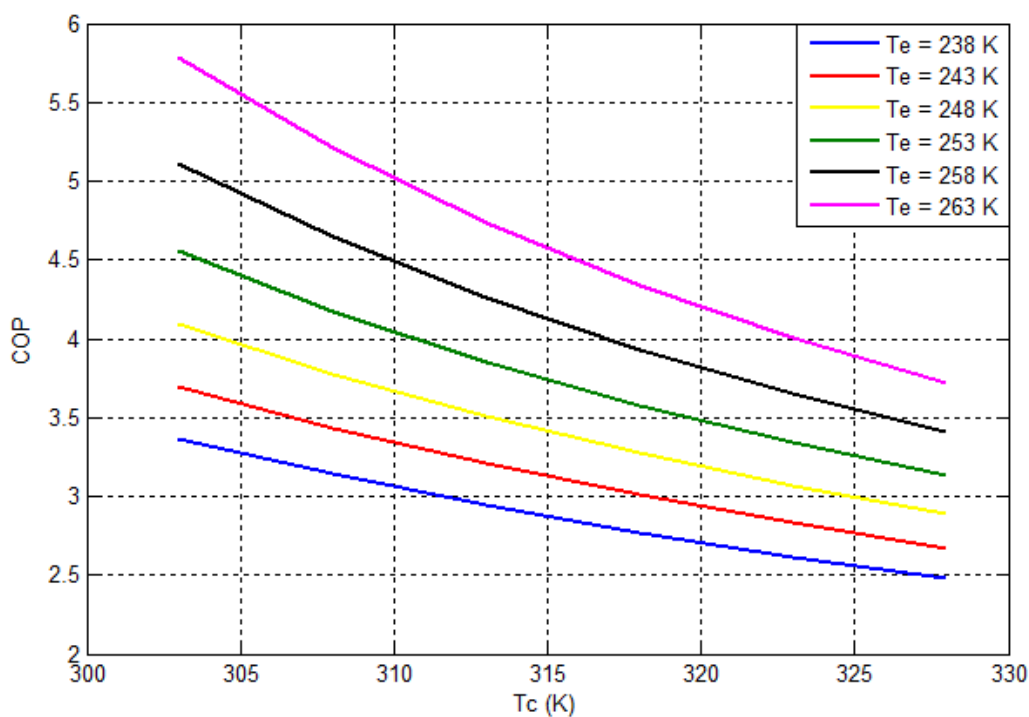


Figure IV-5 Influence des températures sur le COP de Lorenz

IV-4 Influence des températures sur le rapport $\frac{COPL}{COPC}$:

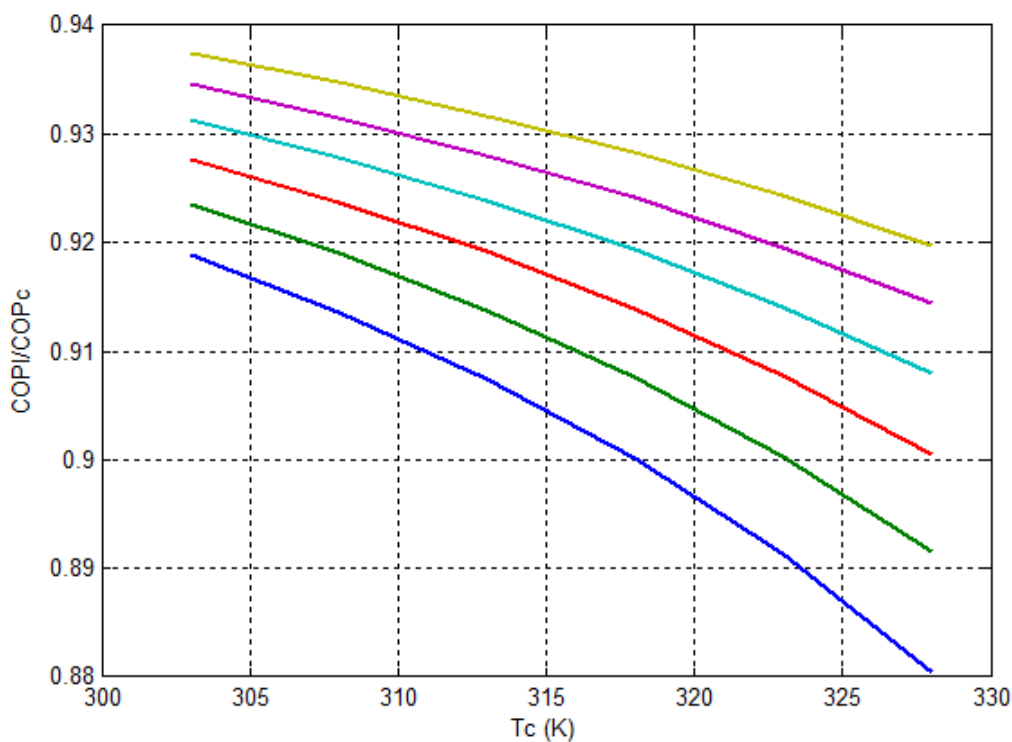


Figure IV-6 Influence des températures de condensation sur le rapport $\frac{COPL}{COPC}$

CHAPITRE IV : Présentation des résultats pour le cycle de Carnot et le cycle de LORENZ :

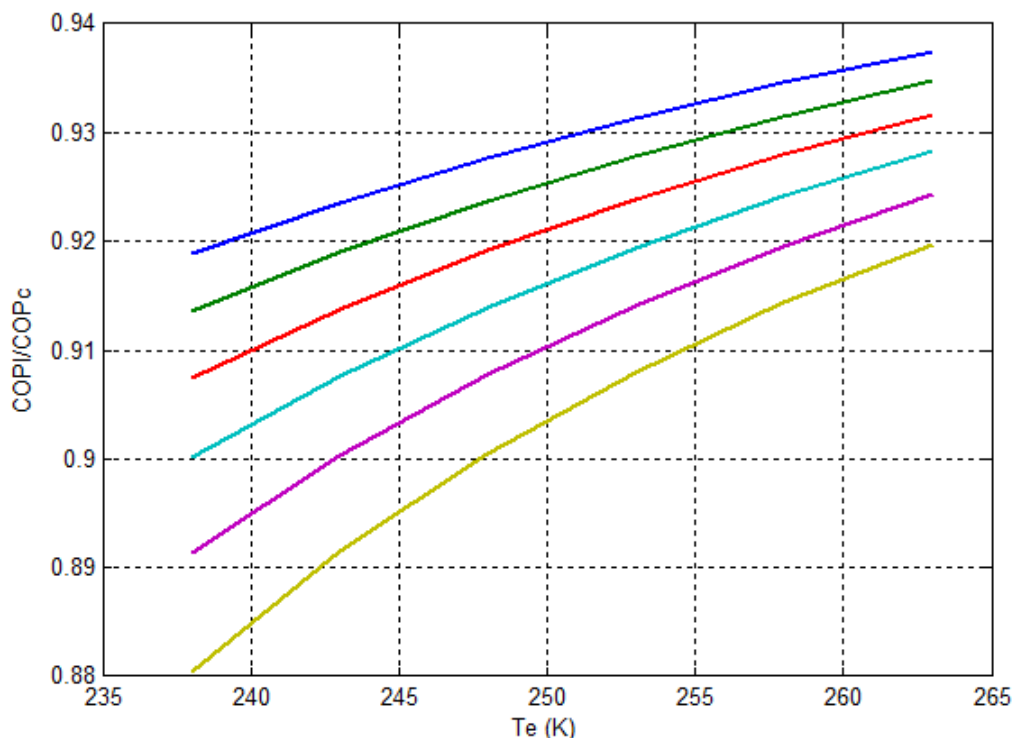


Figure IV-7 Influence des températures d'évaporation sur le rapport $\frac{COPL}{COPC}$

Dans ce paragraphe nous allons étudier l'influence des températures de condensation et d'évaporation sur le rapport $\frac{COPL}{COPC}$.

Les figures IV-6, IV-7 représente l'évolution du rapport $\frac{COPL}{COPC}$ en fonction des températures de condensation et d'évaporation pour une variation de la température du fluide frigorigène au cours de la condensation et de l'évaporation $\Delta T=5^{\circ}C$

La figure montre que l'évolution du rapport $\frac{COPL}{COPC}$ est inversement proportionnelle à l'augmentation de la température de condensation et elle est proportionnelle à l'augmentation de la température de l'évaporation.

Nous avons pour une augmentation de la température de condensation T_c de 30 à 55° C une diminution du rapport $\frac{COPL}{COPC}$ de 0.9188 à 0.8804, tandis qu'avec une augmentation de la température d'évaporation de -35 à -10° C ; nous avons une augmentation du rapport $\frac{COPL}{COPC}$ de 0.9188 à 0.9374

Conclusion :

Ce chapitre nous permet de présenter les cycles de Carnot et de Lorenz, le cycle de Carnot est un cycle idéal qui comprend deux évolution, une évolution isotherme ($T=constante$) rejet de chaleur au condenseur et absorption de chaleur par l'évaporateur et une évolution isentropique ($S= constante$) compression et détente, par contre le cycle de Lorenz à une évolution isentropique (compression et détente), par contre les évolutions de rejet et absorption de chaleur ne sont pas isotherme.

V- Présentation des résultats pour les cycles réels et discussions :

Après une analyse énergétique et exergetique présentée dans le CHAPITRE III, les résultats des études paramétriques montrent les évolutions des paramètres physiques pour différents fluides frigorigènes.

V-1 Hypothèses :

Notre analyse est fondée sur les hypothèses suivantes :

- Les pertes de pression dues au frottement dans les canalisations sont considérées négligeables
- Les pertes de chaleur dans les conduites sont négligeables
- On assume que le réfrigérant partant du condenseur est saturé
- On suppose que la vapeur réfrigérante partant de l'évaporateur est saturée
- On suppose qu'il n'y a ni surchauffe ni sous-refroidissement
- On suppose que le rendement isentropique du compresseur est de 80 %
- On suppose qu'il n'y a pas de pertes de pression dans le condenseur et l'évaporateur

V-2 Influence des températures sur le débit du réfrigérant :

Dans ce paragraphe, on présente la variation du débit du fluide frigorigène en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour différents fluides frigorigènes et pour deux charges frigorifiques (5 et 10 KW).

- R410A :

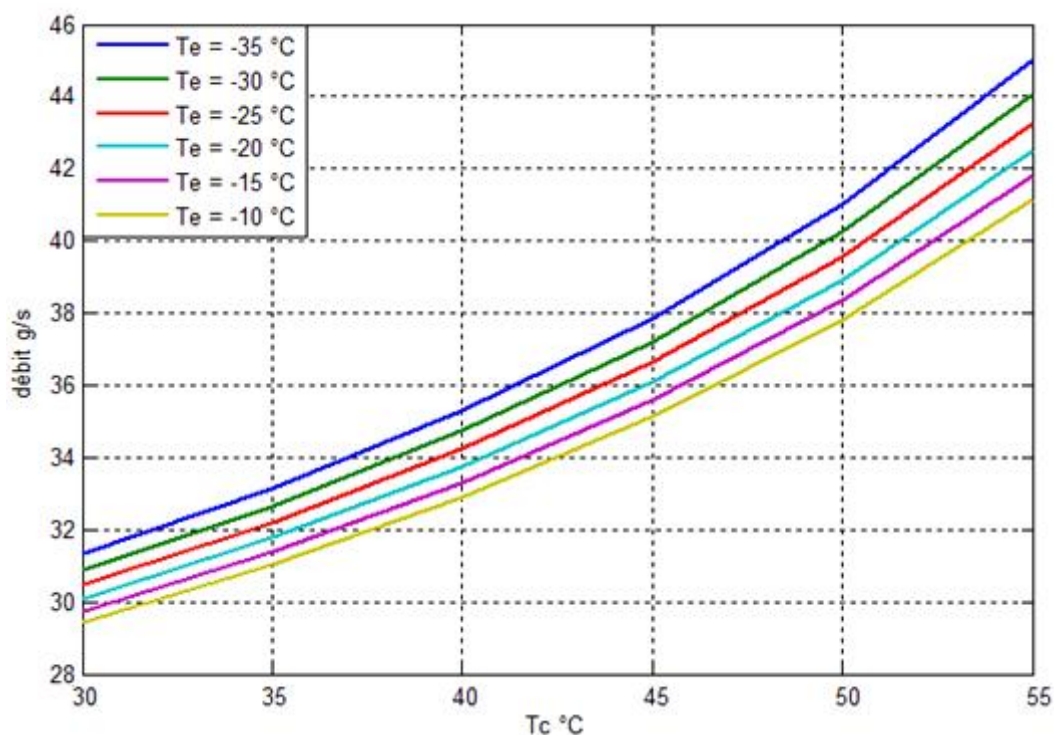


Figure V-2-1 : Influence des températures sur le débit du réfrigérant R410A pour une charge frigorifique de 5 KW.

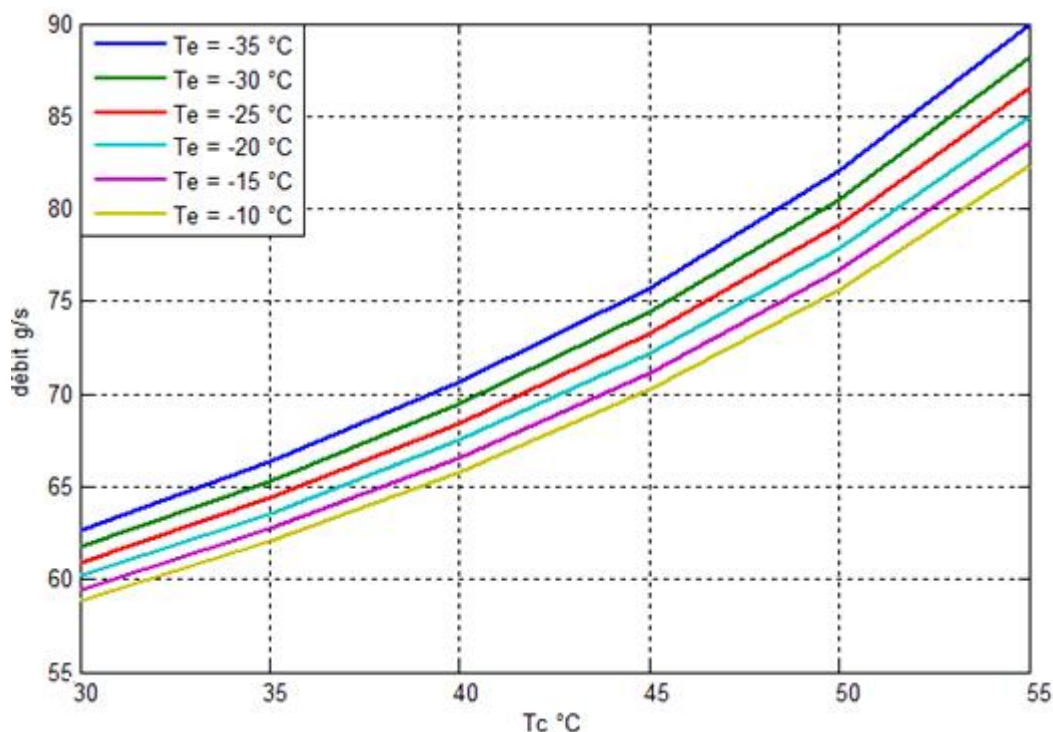


Figure V-2-2 : Influence des températures sur le débit du réfrigérant R410A pour une charge frigorifique de 10 KW.

Les figures V-2-1 et V-2-2 présentent l'évolution du débit du réfrigérant en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour le fluide frigorigène R410A pour deux charges frigorifique (5 et 10 KW).

Cela peut s'expliquer comme suit, une augmentation de la température d'évaporation pour une température de condensation fixe, implique une augmentation de la différence d'enthalpie à l'entrée et sortie de l'évaporateur et comme la charge frigorifique est constante cela induit une diminution du débit du fluide frigorigène, et pour une augmentation de la température de condensation nous avons une diminution de la différence d'enthalpie à l'entrée et sortie du condenseur, et par conséquent une augmentation du débit du fluide frigorigène.

L'augmentation du débit est directement proportionnelle à l'augmentation de la température de condensation et elle est inversement proportionnelle à l'augmentation de la température d'évaporation. Pour une charge frigorifique de 5 KW et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35°C, nous avons une augmentation du débit du réfrigérant de 31.326 (g/s) à 45(g/s), tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -10°C, nous avons une diminution du débit du réfrigérant de 31.326 (g/s) à 29.421 (g/s) pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 45 (g/s) à 41.170 (g/s) pour $T_c=55^\circ\text{C}$.

Pour une charge frigorifique de 10 KW nous obtenons la même évolution qu'avec une charge de 5 KW mais avec une augmentation remarquable du débit.

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

- **R22 :**

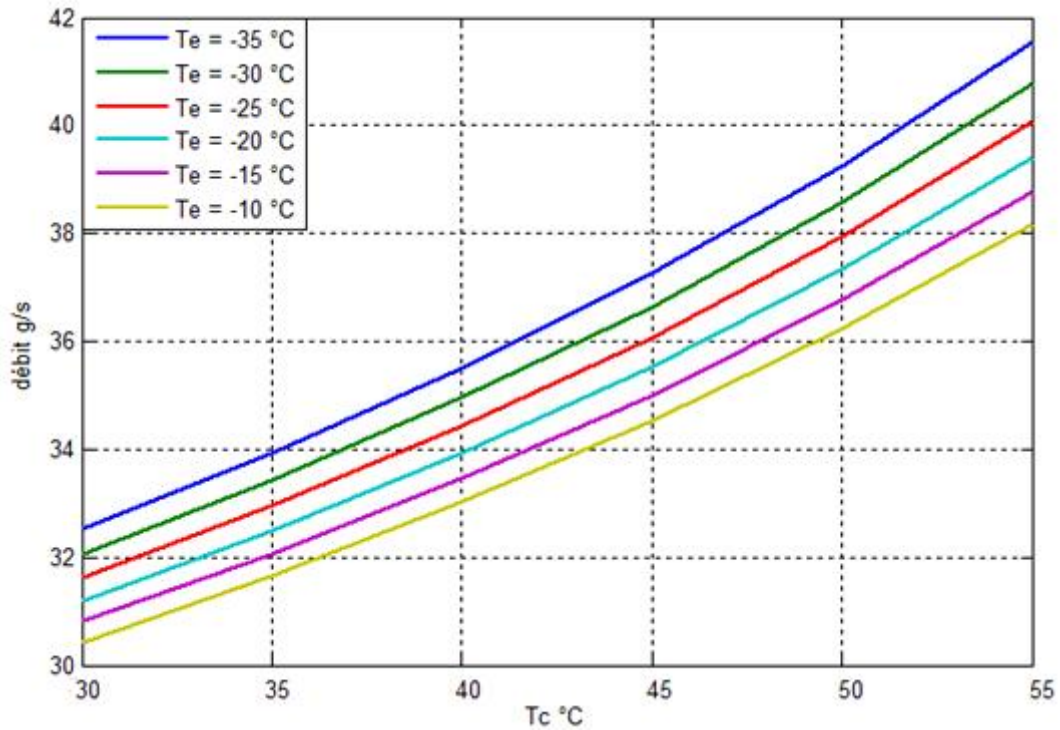


Figure V-2-3 : Influence des températures sur le débit du réfrigérant R22 pour une charge frigorifique de 5 KW.

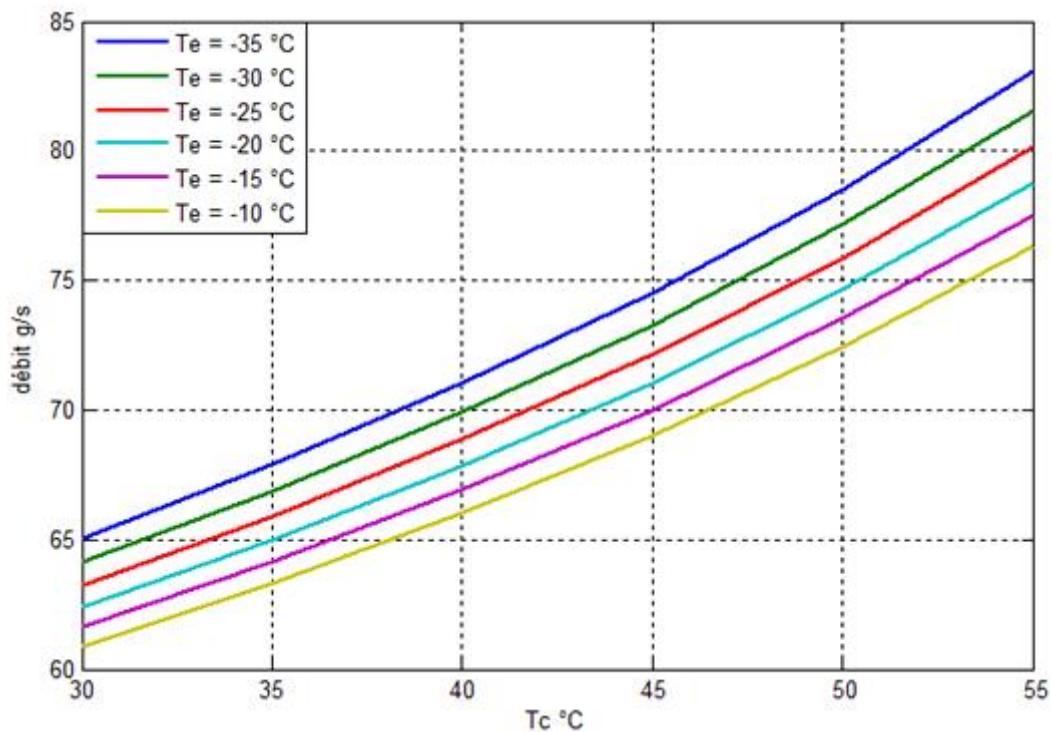


Figure V-2-4 : Influence des températures sur le débit du réfrigérant R22 pour une charge frigorifique de 10 KW.

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

Les figures **V-2-3** et **V-2-4** représentent l'évolution du débit du réfrigérant en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour le fluide frigorigène **R22** pour deux charges frigorifiques (5 et 10 KW).

L'évolution du débit est proportionnelle à l'augmentation de la température de condensation et elle est inversement proportionnelle à l'augmentation de la température d'évaporation.

Pour une charge frigorifique de 5 KW et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35°C nous avons une augmentation du débit du réfrigérant de 32.533 (g/s) à 41.537 (g/s), tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -10°C, nous avons une diminution du débit du réfrigérant de 32.533 (g/s) à 30.426 (g/s) pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 41.537 (g/s) à 38.163 (g/s) pour $T_c=55^\circ\text{C}$.

Pour une charge frigorifique de 10 KW nous obtenons la même évolution qu'avec une charge de 5 KW mais avec une augmentation remarquable du débit.

- **R507 :**

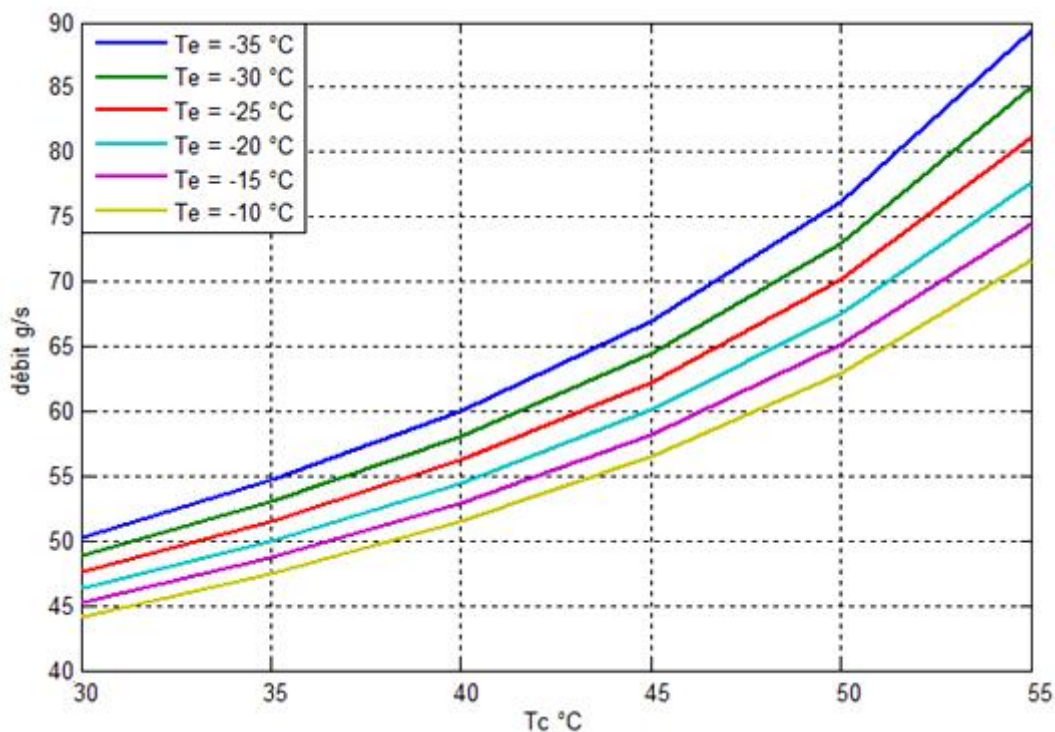


Figure V-2-5 : Influence des températures sur le débit du réfrigérant R507 pour une charge frigorifique de 5 KW.

Les figures **V-2-5** et **V-2-6** représentent l'évolution du débit du réfrigérant en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour le fluide frigorigène **R507** pour deux charges frigorifiques (5 et 10 KW).

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

L'évolution du débit est proportionnelle à l'augmentation de la température de condensation et elle est inversement proportionnelle à l'augmentation de la température d'évaporation.

Pour une charge frigorifique de 5 KW et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35°C nous avons une augmentation du débit du réfrigérant de 50.296 (g/s) à 89.387 (g/s), tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -10°C, nous avons une diminution du débit du réfrigérant de 50.296 (g/s) à 44.156 (g/s) pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 89.387 (g/s) à 71.675 (g/s) pour $T_c=55^\circ\text{C}$.

Pour une charge frigorifique de 10 KW nous obtenons la même évolution qu'avec une charge de 5 KW mais avec une augmentation remarquable du débit

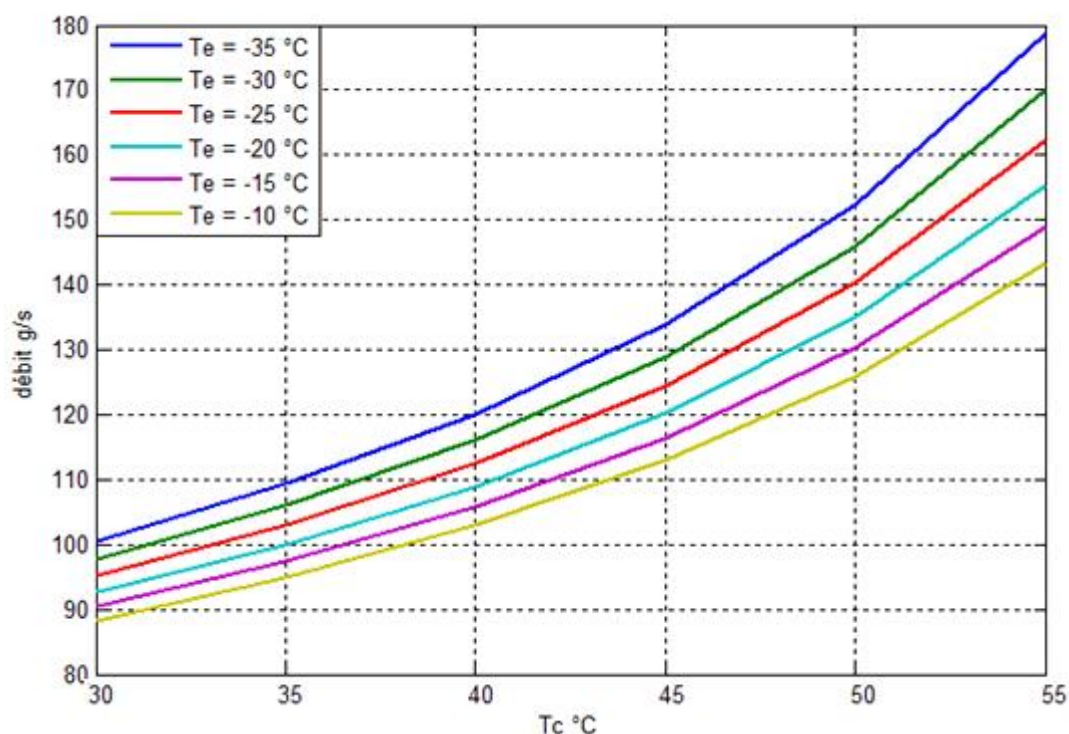


Figure V-2-6 : Influence des températures sur le débit du réfrigérant R507 pour une charge frigorifique de 10 KW.

• R12

Les figures V-2-7 et V-2-8 représentent l'évolution du débit du réfrigérant en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour le fluide frigorigène R12 pour deux charges frigorifiques (5 et 10 KW).

L'évolution du débit est proportionnelle à l'augmentation de la température de condensation et elle est inversement proportionnelle à l'augmentation de la température d'évaporation.

Pour une charge frigorifique de 5 KW et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35°C nous avons une augmentation du débit du réfrigérant de 46.169 (g/s) à 60.613 (g/s), tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

de la température d'évaporation de -35°C à -10°C , nous avons une diminution du débit du réfrigérant de 46.169 (g/s) à 41.7 (g/s) pour $T_c=30^{\circ}\text{C}$ et de 60.613 (g/s) à 53.136 (g/s) pour $T_c=55^{\circ}\text{C}$.

Pour une charge frigorifique de 10 KW nous obtenons la même évolution qu'avec une charge de 5 KW mais avec une augmentation remarquable du débit.

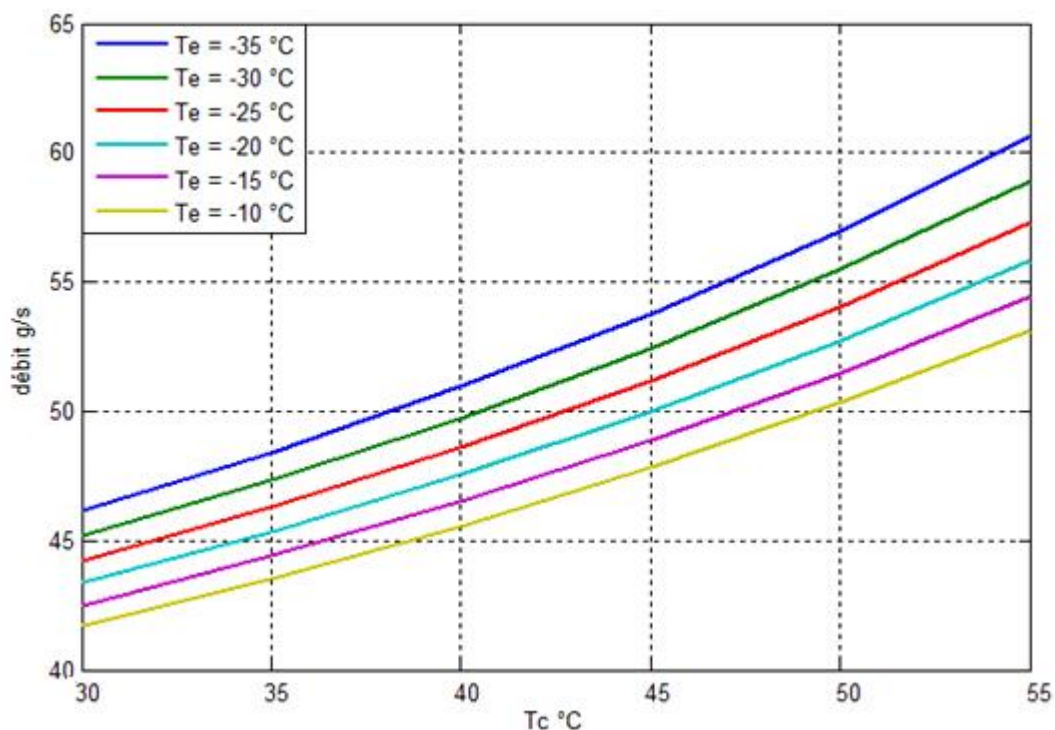


Figure V-2-7 : Influence des températures sur le débit du réfrigérant R12 pour une charge frigorifique de 5 KW.

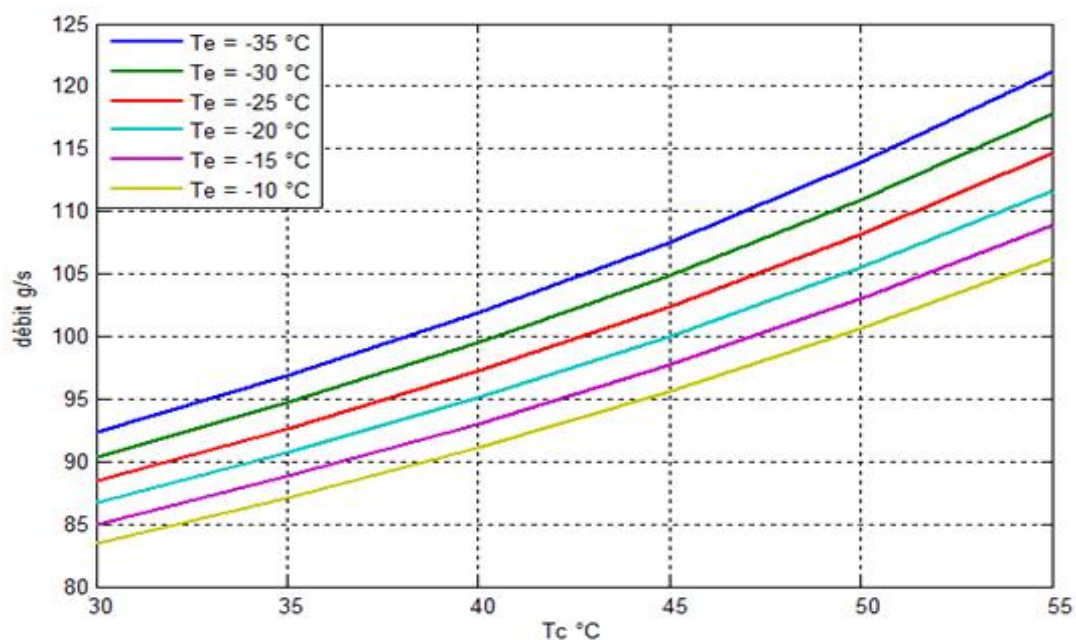


Figure V-2-8 : Influence des températures sur le débit du réfrigérant R12 pour une charge frigorifique de 10 KW.

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

- **R134a :**

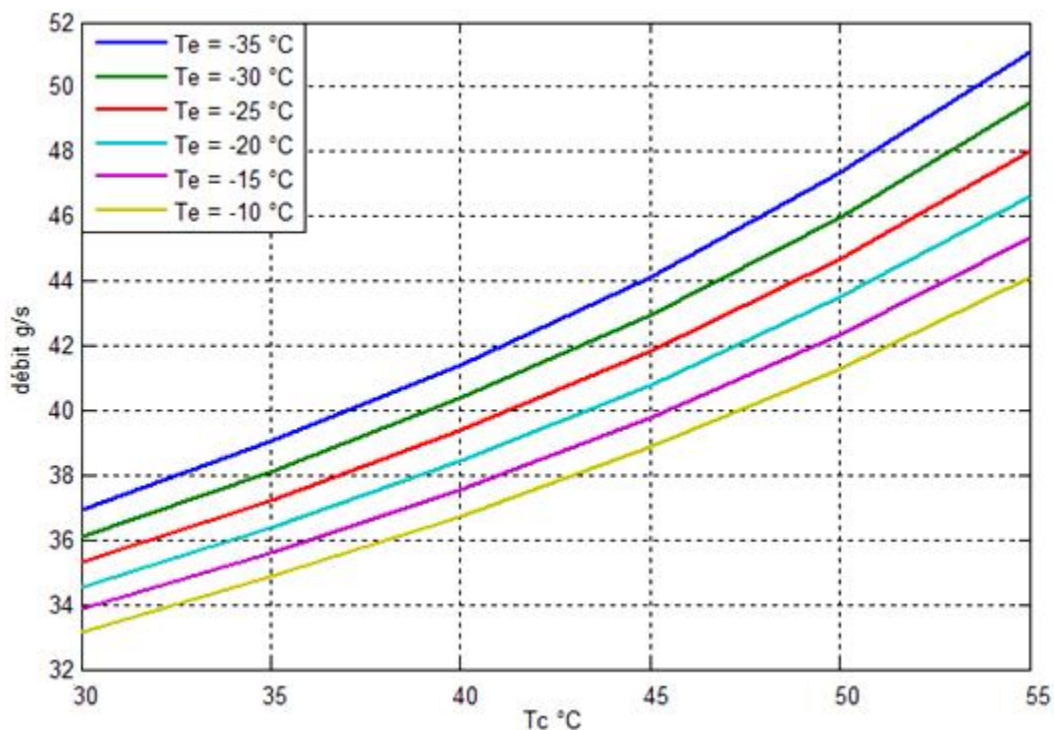


Figure V-2-9 : Influence des températures sur le débit du réfrigérant R134a pour une charge frigorifique de 5 KW.

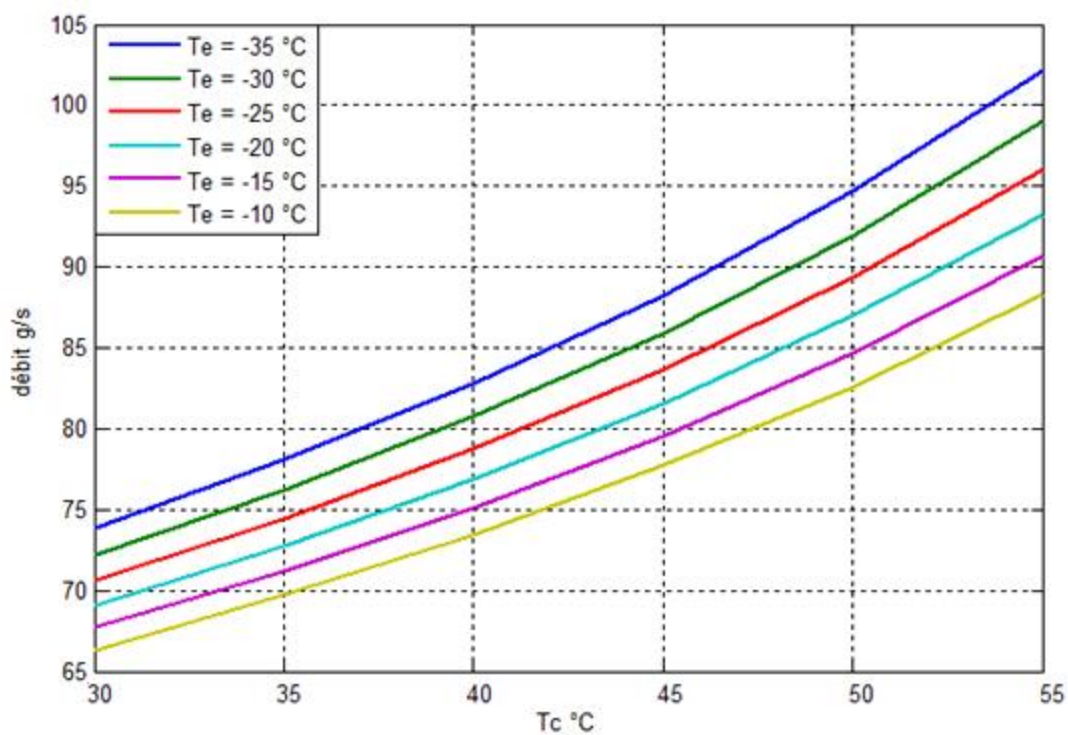


Figure V-2-10 : Influence des températures sur le débit du réfrigérant R134a pour une charge frigorifique de 10 KW.

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

Les figures V-2-9 et V-2-10 représentent l'évolution du débit du réfrigérant en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour le fluide frigorigène **R134a** pour deux charges frigorifiques (5 et 10 KW).

L'évolution du débit est proportionnelle à l'augmentation de la température de condensation et elle est inversement proportionnelle à l'augmentation de la température d'évaporation.

Pour une charge frigorifique de 5 KW et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35°C nous avons une augmentation du débit du réfrigérant de 36.943 (g/s) à 51.096 (g/s), tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -10°C, nous avons une diminution du débit du réfrigérant de 36.943 (g/s) à 33.167 (g/s) pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 51.096 (g/s) à 44.144 (g/s) pour $T_c=55^\circ\text{C}$.

Pour une charge frigorifique de 10 KW nous obtenons la même évolution qu'avec une charge de 5 KW mais avec une augmentation remarquable du débit.

V-3 Influence des températures sur la puissance consommée par 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 différents fluides frigorigènes et pour deux charges frigorifiques (5 et 10 KW).

- **R410A :**

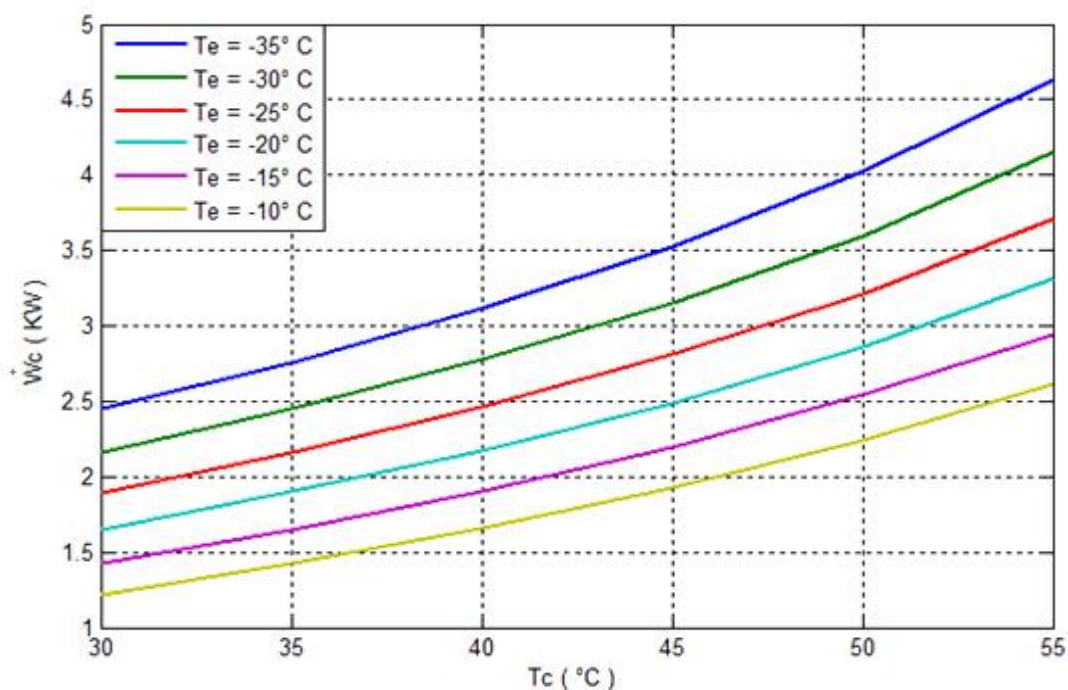


Figure V-3-1 : Influence des températures sur la puissance consommée par le compresseur du R410A avec une charge frigorifique de 5KW

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

Les figures V-3-1 et V-3-2 présentent l'évolution de la puissance consommée par le compresseur en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour le fluide frigorigène **R410A** pour deux charges frigorifiques (5 et 10 KW).

L'évolution de la puissance consommée par le compresseur est proportionnelle à l'augmentation de la température de condensation, elle est inversement proportionnelle à l'augmentation de la température d'évaporation, l'augmentation de la température de condensation cause une augmentation du débit du fluide frigorigène et par conséquent augmentation de la puissance consommée par le compresseur, de même une augmentation de la température d'évaporation implique une diminution du débit et donc une diminution de la puissance consommée.

Pour une charge frigorifique de 5 KW et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35°C nous avons une augmentation de la puissance consommée par le compresseur de 2,45 KW à 4,63 KW, et cela est due à l'augmentation du débit du fluide frigorigène tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -10°C, nous avons une diminution de la puissance consommée par le compresseur de 2,45 KW à 1,21 KW pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 4,63 KW à 2,61 KW pour $T_c=55^\circ\text{C}$, et cela est due à la diminution du débit du fluide frigorigène.

Pour une charge frigorifique de 10 KW nous obtenons la même évolution qu'avec une charge de 5 KW mais avec une augmentation remarquable de la puissance consommée par le compresseur car la charge frigorifique est fonction du débit et avec son augmentation le débit augmente.

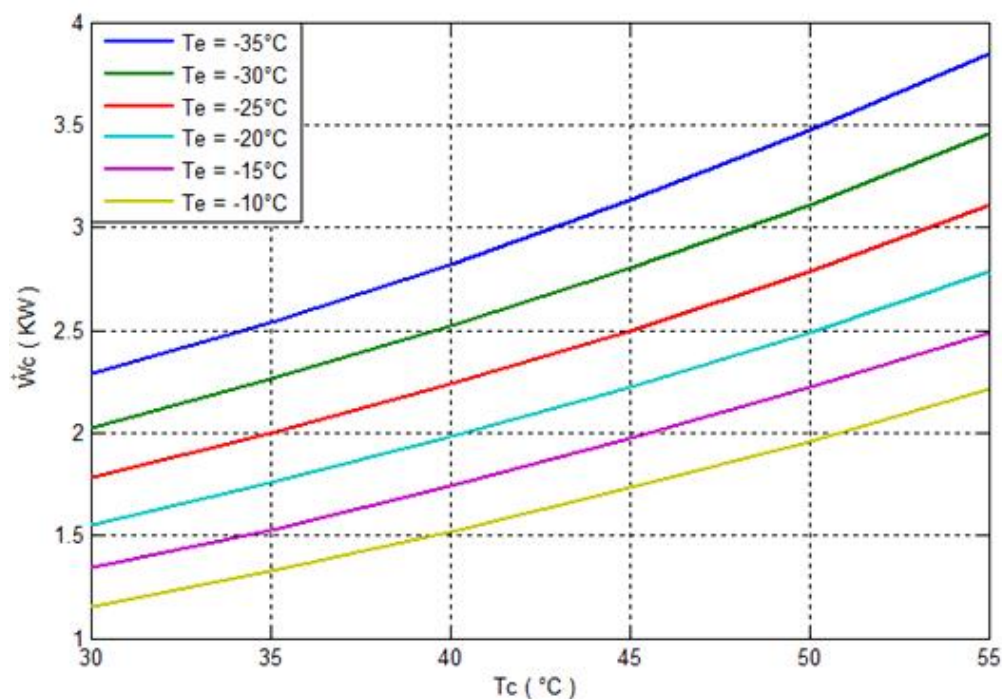


Figure V-3-2 : Influence des températures sur la puissance consommée par le compresseur du R410A avec une charge frigorifique de 10KW

- **R22 :**

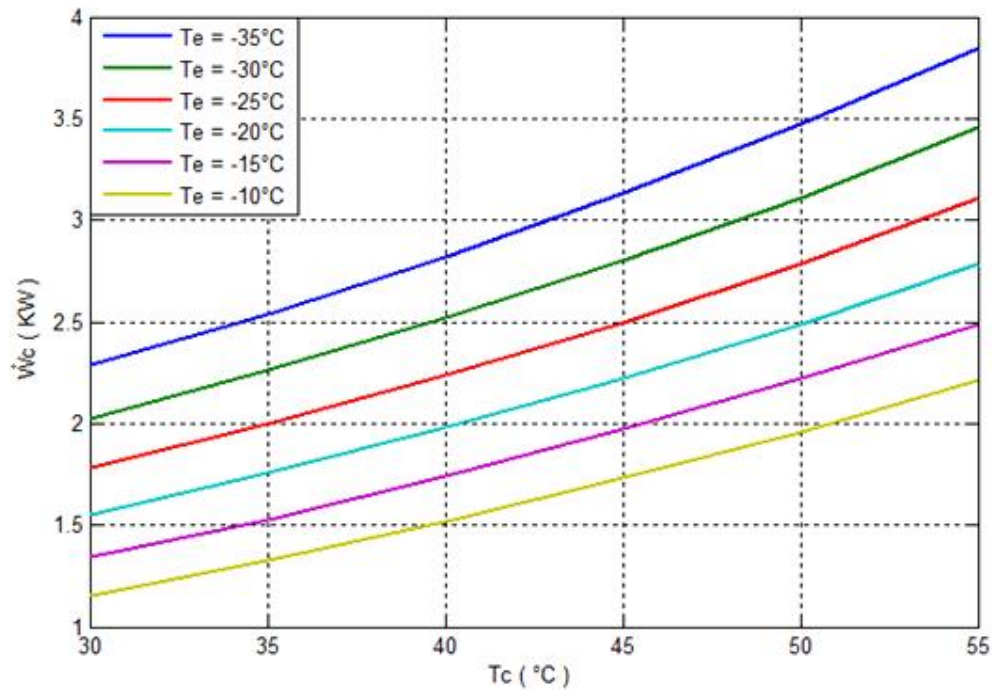


Figure V-3-3 : Influence des températures sur la puissance consommée par le compresseur du R22 avec une charge frigorifique de 5KW

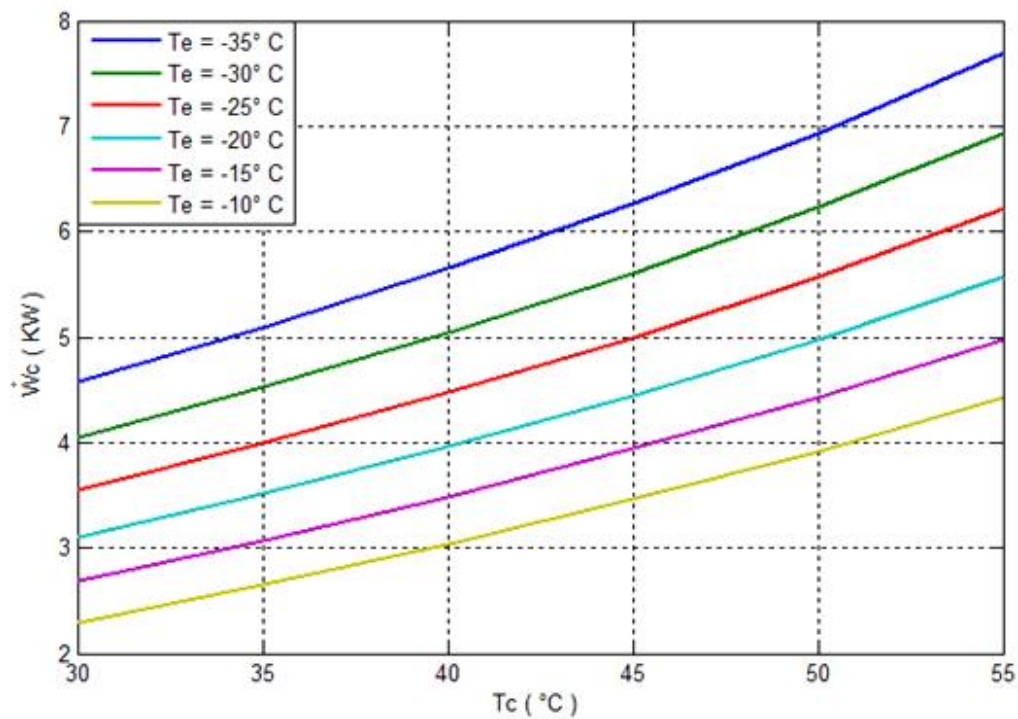


Figure V-3-4 : Influence des températures sur la puissance consommée par le compresseur du R22 avec une charge frigorifique de 10KW

Les figures V-3-3 et V-3-4 présentent l'évolution de la puissance consommée par le compresseur en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour le fluide frigorigène R22 pour deux charges frigorifiques (5 et 10 kW).

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

Pour une charge frigorifique de 5 KW et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35° C nous avons une augmentation de la puissance consommée par le compresseur de 2,29 KW à 3,85 KW, et cela est due à l'augmentation du débit du fluide frigorigène tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35° C à -10° C, nous avons une diminution de la puissance consommée par le compresseur de 2,29 KW à 1,15 KW pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 3,85 KW à 2,21 KW pour $T_c=55^\circ\text{C}$, et cela est due à la diminution du débit du fluide frigorigène.

- **R507 :**

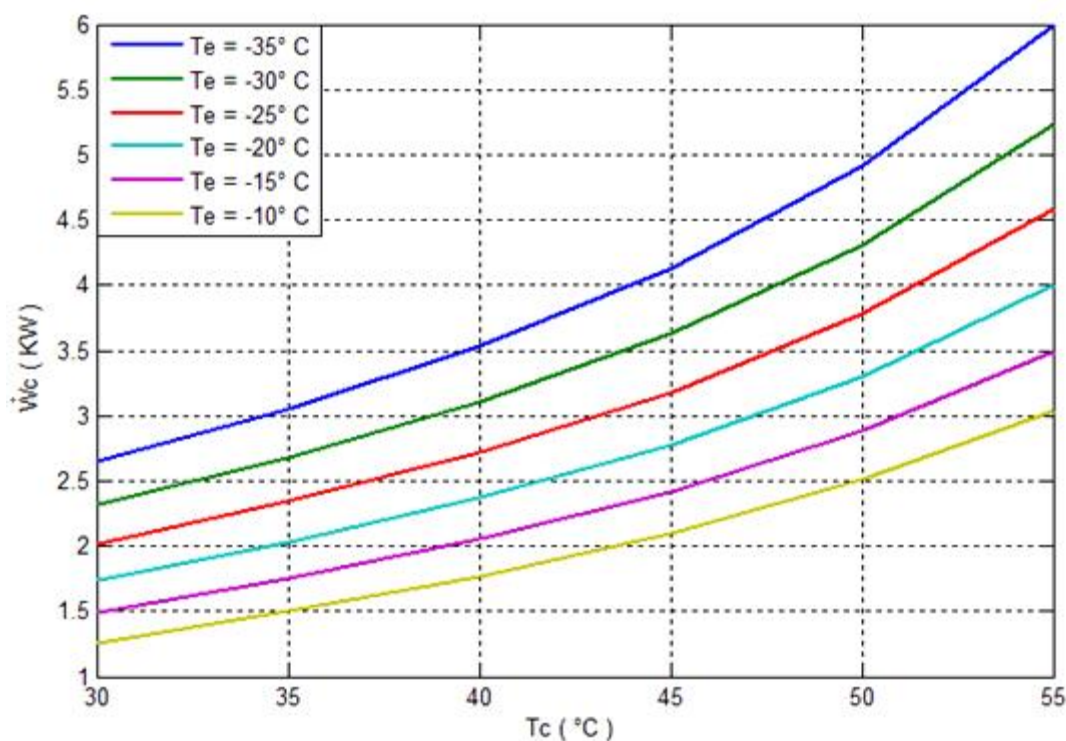


Figure V-3-5 : Influence des températures sur la puissance consommée par le compresseur du R507 avec une charge frigorifique de 5KW

Les figures V-3-5 et V-3-6 présentent l'évolution de la puissance consommée par le compresseur en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour le fluide frigorigène **R507** pour deux charges frigorifiques (5 et 10 KW).

Donc pour une charge frigorifique de 5 KW et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35° C nous avons une augmentation de la puissance consommée par le compresseur de 2,65 KW à 6 KW, et cela est due à l'augmentation du débit du fluide frigorigène tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35° C à -10° C, nous avons une diminution de la puissance consommée par le

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

compresseur de 2,65 KW à 1,26 KW pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 6 KW à 3,04 KW pour $T_c=55^\circ\text{C}$, et cela est due à la diminution du débit du fluide frigorigène.

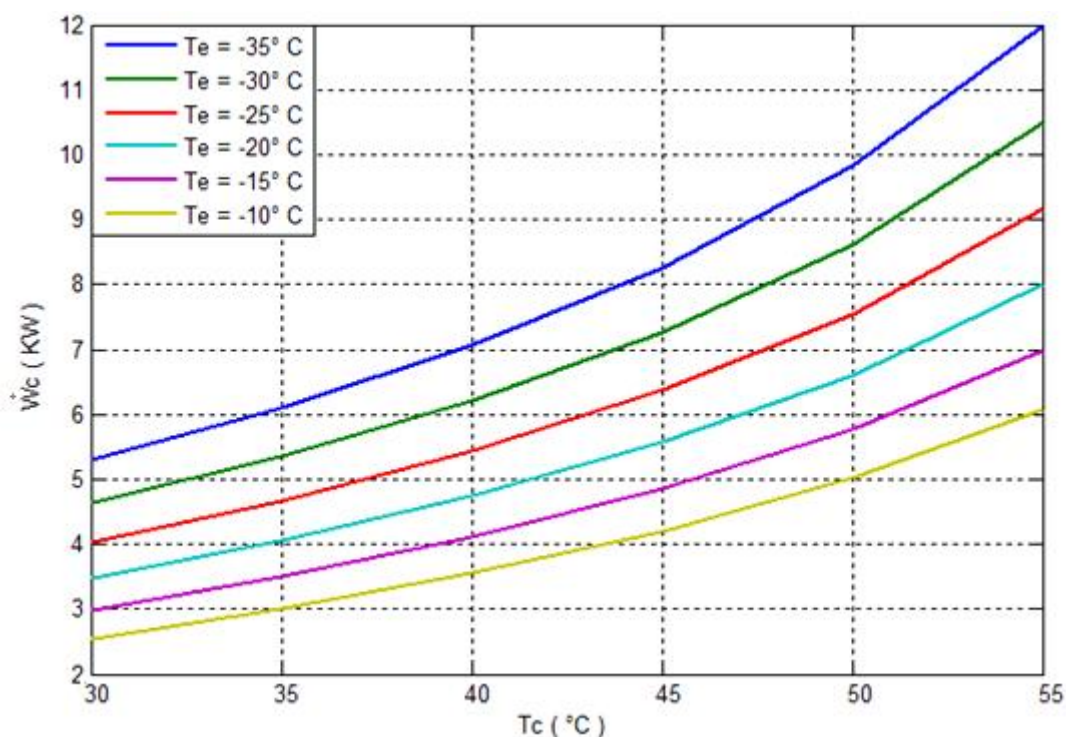


Figure V-3-6 : Influence des températures sur la puissance consommée par le compresseur du R507 avec une charge frigorifique de 10KW

- **R12 :**

Les figures V-3-7 et V-3-8 présentent l'évolution de la puissance consommée par le compresseur en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour le fluide frigorigène R12 pour deux charges frigorifiques (5 et 10 KW).

Donc pour une charge frigorifique de 5 KW et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35°C nous avons une augmentation de la puissance consommée par le compresseur de 2,28 KW à 3,89 KW, et cela est due à l'augmentation du débit du fluide frigorigène tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -10°C , nous avons une diminution de la puissance consommée par le compresseur de 2,28 KW à 1,14 KW pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 3,89 KW à 2,20 KW pour $T_c=55^\circ\text{C}$, et cela est due à la diminution du débit du fluide frigorigène.

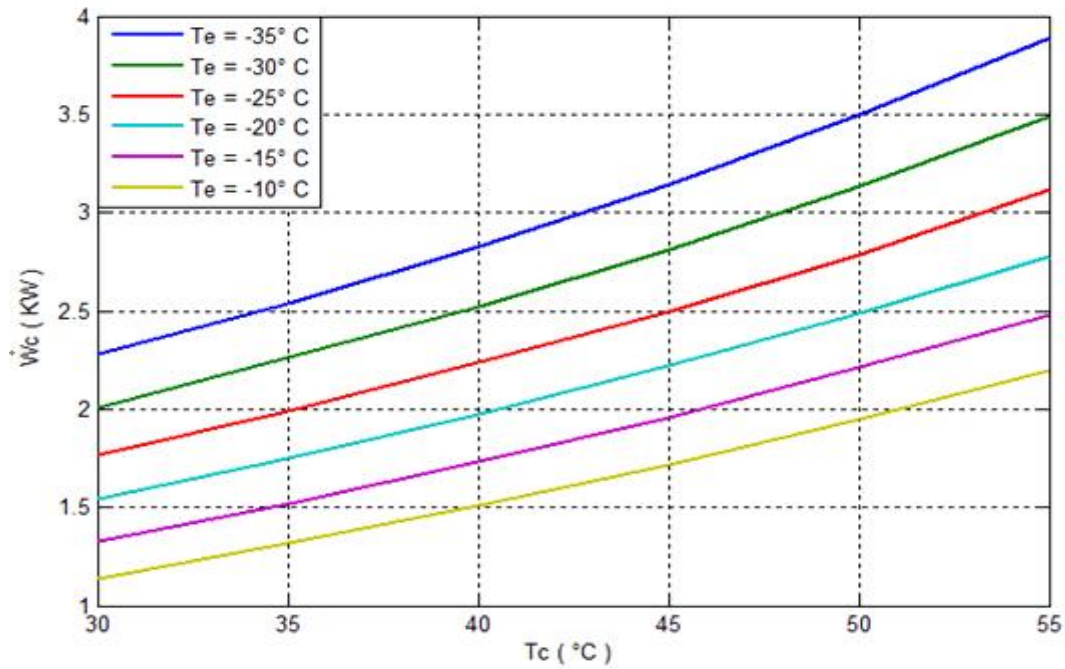


Figure V-3-7 : Influence des températures sur la puissance consommée par le compresseur du R12 avec une charge frigorifique de 5KW

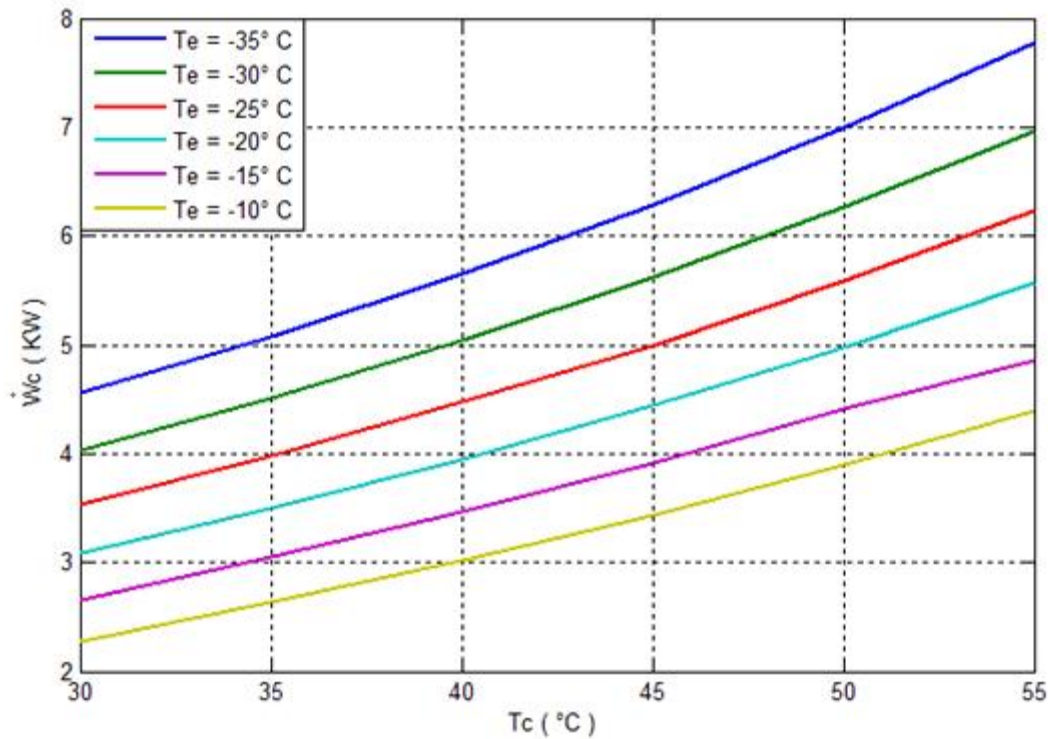


Figure V-3-8 : Influence des températures sur la puissance consommée par le compresseur du R12 avec une charge frigorifique de 10KW

- **R134A**

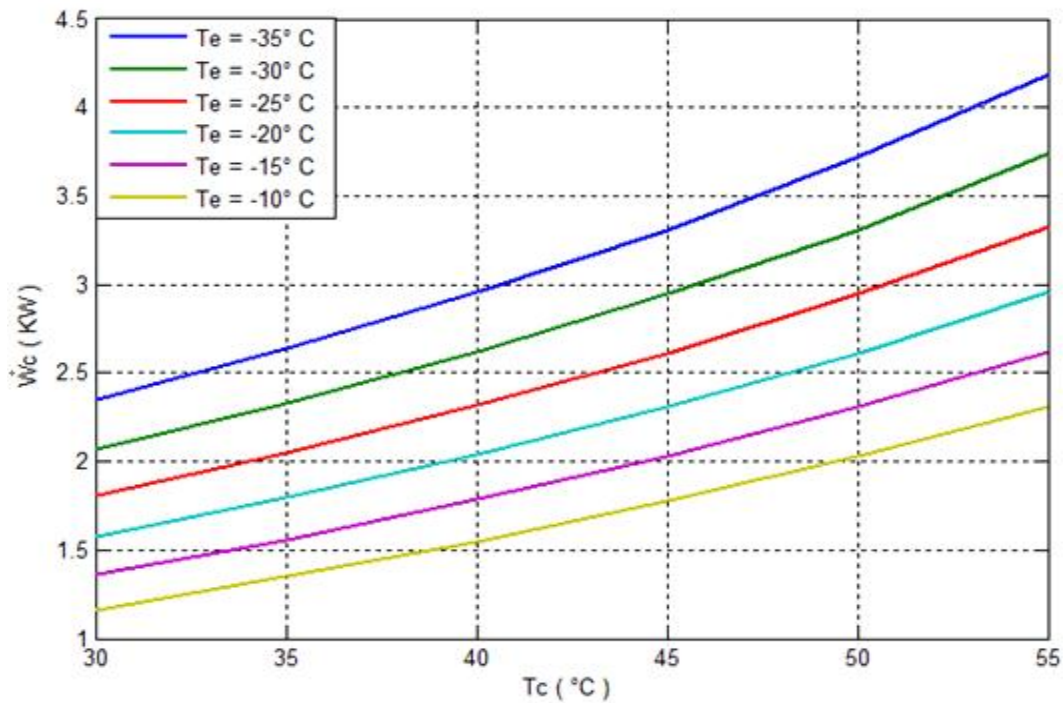


Figure V-3-9 : Influence des températures sur la puissance consommée par le compresseur du R134A avec une charge frigorifique de 10KW

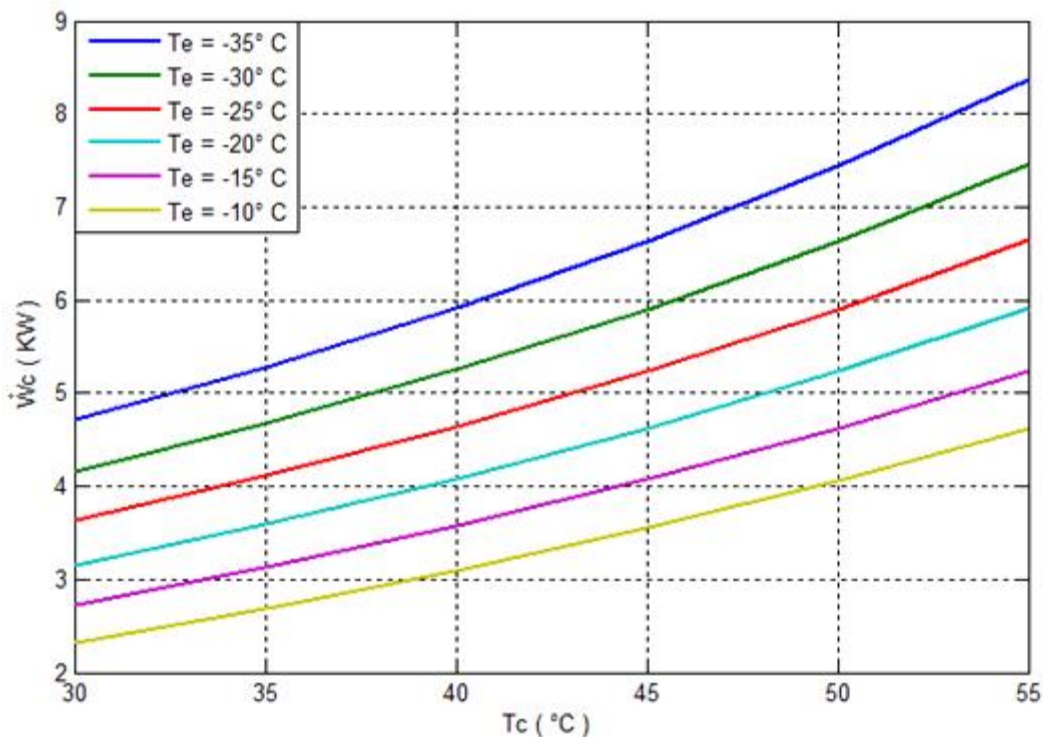


Figure V-3-10 : Influence des températures sur la puissance consommée par le compresseur du R134A avec une charge frigorifique de 10KW

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

Les figures V-3-9 et V-3-10 présentent l'évolution de la puissance consommée par le compresseur en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour le fluide frigorigène R134A pour deux charges frigorifiques (5 et 10 KW).

Donc pour une charge frigorifique de 5 KW et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35° C nous avons une augmentation de la puissance consommée par le compresseur de 2,35 KW à 4,19 KW, et cela est due à l'augmentation du débit du fluide frigorigène tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35° C à -10° C, nous avons une diminution de la puissance consommée par le compresseur de 2,35 KW à 1,16 KW pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 4,19 KW à 2,31 KW pour $T_c=55^\circ\text{C}$, et cela est due à la diminution du débit du fluide frigorigène.

V-4 Influence du taux de compression du compresseur sur le COP :

Dans ce paragraphe, on présente la variation du coefficient de performance COP en fonction des taux de compression du compresseur pour chaque fluide frigorigène étudié et pour différentes températures d'évaporations.

- R410A :

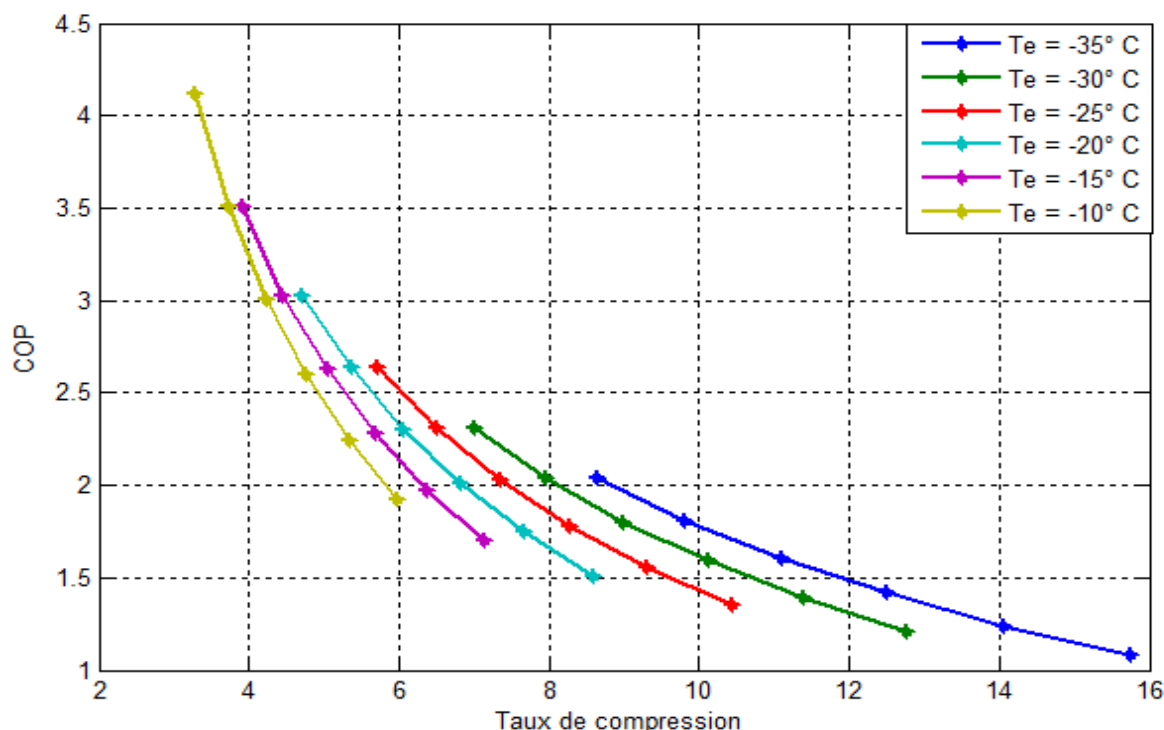


Figure V-4-1 : Influence Du taux de compression du compresseur sur le COP pour le R410A

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

- **R22 :**

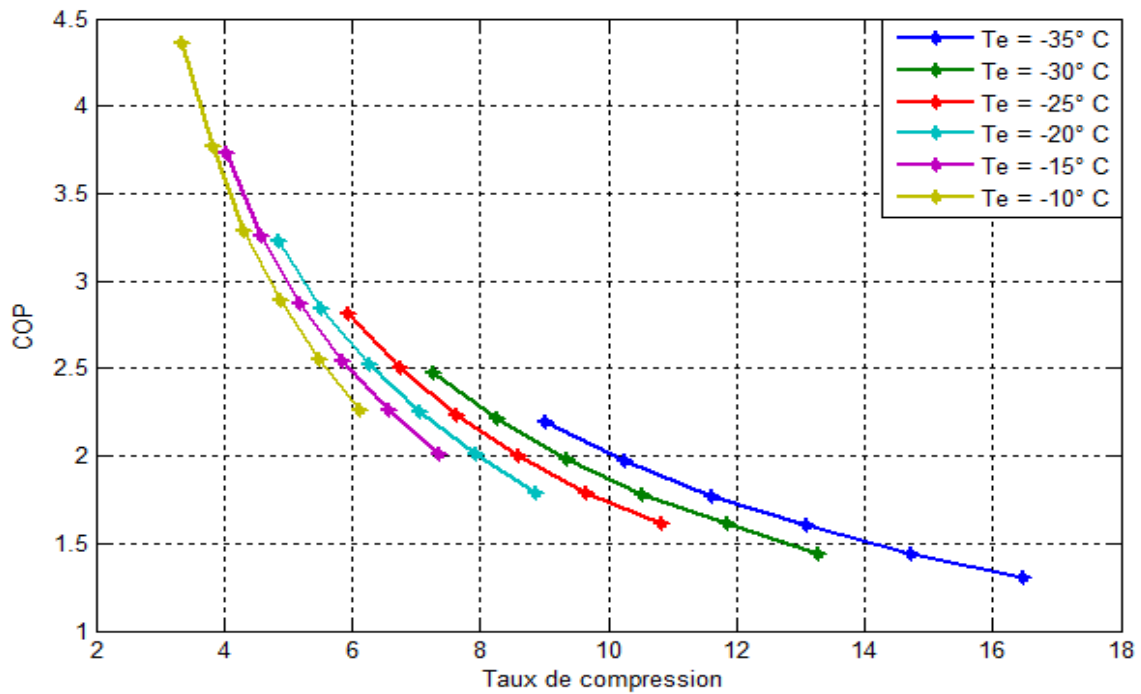


Figure V-4-2 : Influence Du taux de compression du compresseur sur le COP pour le R22

- **R507 :**

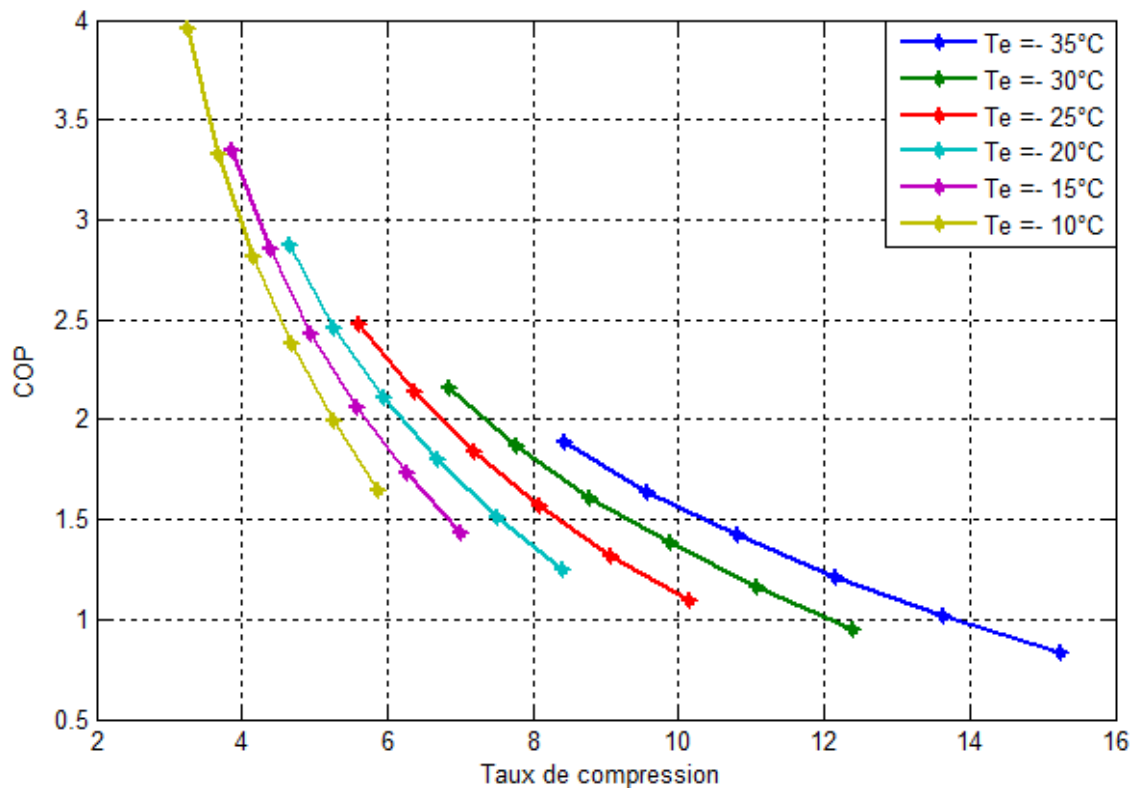


Figure V-4-3 : Influence Du taux de compression du compresseur sur le COP pour le R507

- **R12 :**

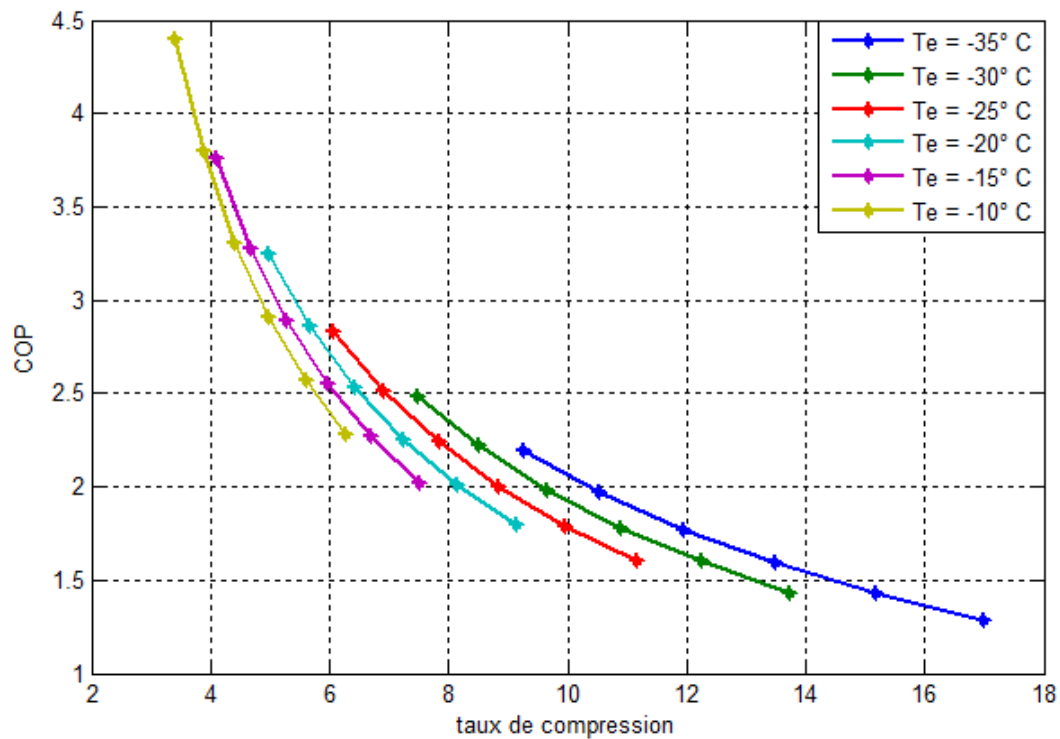


Figure V-4-4 : Influence Du taux de compression du compresseur sur le COP pour le R12

- **R134a :**

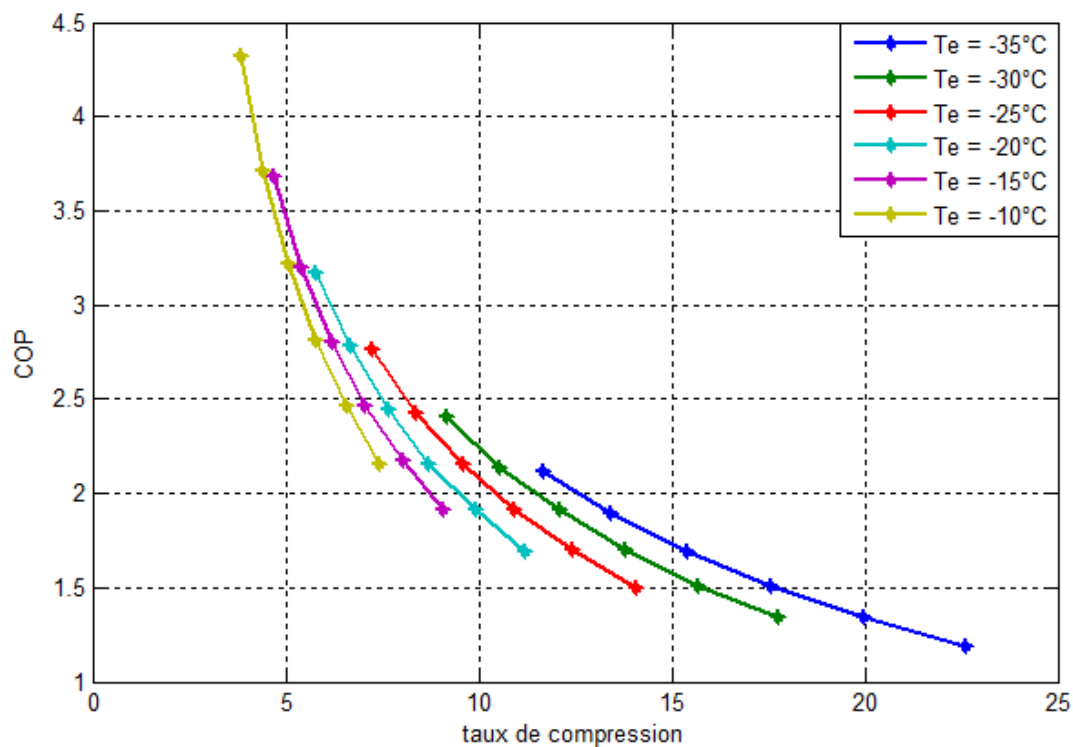


Figure V-4-5 : Influence Du taux de compression du compresseur sur le COP pour le R134a

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

Les figures V-4-1 jusqu'à V-4-5 présentent l'évolution du coefficient de performance (COP) en fonction du taux de compression du compresseur pour les fluides frigorigènes (R410A, R22, R507, R12, R134A) respectivement.

Pour tous les fluides frigorigènes l'évolution du COP est inversement proportionnelle à l'augmentation du taux de compression du compresseur ; et ce a cause de l'augmentation de la puissance consommée par le compresseur (augmentation du taux de compression).

- La figure V-4-1 montre que pour le R410A une augmentation du taux de compression de 3,29 à 5,99 cause une diminution du COP de 4,12 à 1,92 pour une température d'évaporation de $T_e = -10^\circ\text{C}$ constante et une température de condensation T_c allant de 30°C à 55°C , et pour une variation du taux de compression de 8,64 à 15,74 nous avons aussi une diminution du COP de 2,04 à 1,08 et ce pour une température d'évaporation $T_e = -35^\circ\text{C}$ et la même variation de T_c .

- A la lumière de la figure V-4-2 du R22, une variation du taux de compression de 3,35 à 6,12 cause une diminution du COP de 4,36 à 2,26 pour une température d'évaporation $T_e = -10^\circ\text{C}$ constante et une température de condensation T_c allant de 30°C à 55°C , et pour une variation du taux de compression de 9,03 à 16,47 nous avons aussi une diminution du COP de 2,19 à 1,30 et ce pour une température d'évaporation $T_e = -35^\circ\text{C}$ et la même variation de T_c .

- Dans l'optique de la figure V-4-3 du R507, pour une variation du taux de compression de 3,25 à 5,88 nous avons une diminution du COP de 3,96 à 1,65 pour une température d'évaporation $T_e = -10^\circ\text{C}$ et une température de condensation T_c allant de 30°C à 55°C , et pour une variation du taux de compression de 8,43 à 15,26 nous avons aussi une diminution du COP de 1,89 à 0,83 et ce pour une température d'évaporation $T_e = -35^\circ\text{C}$ et la même variation de T_c .

- Dans la figure V-4-4 du R12, pour une variation du taux de compression de 3,41 à 6,27 nous avons une diminution du COP de 4,40 à 2,28 pour une température d'évaporation $T_e = -10^\circ\text{C}$ constante et une température de condensation T_c allant de 30°C à 55°C , et pour une variation du taux de compression de 9,26 à 17 nous avons aussi une diminution du COP de 2,19 à 1,29 et ce pour une température d'évaporation $T_e = -35^\circ\text{C}$ et la même variation de T_c .

- Pour le cas de la figure V-4-5 du R134a, la variation du taux de compression de 3,83 à 7,42 nous avons une diminution du COP de 4,32 à 2,16 pour une température d'évaporation $T_e = -10^\circ\text{C}$ constante et une température de condensation T_c allant de 30°C à 55°C , et pour une variation du taux de compression de 11,66 à 22,6 nous avons aussi une diminution du COP de 2,12 à 1,19 et ce pour une température d'évaporation $T_e = -35^\circ\text{C}$ et la même variation de T_c .

V-5 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.

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

- **R410A :**

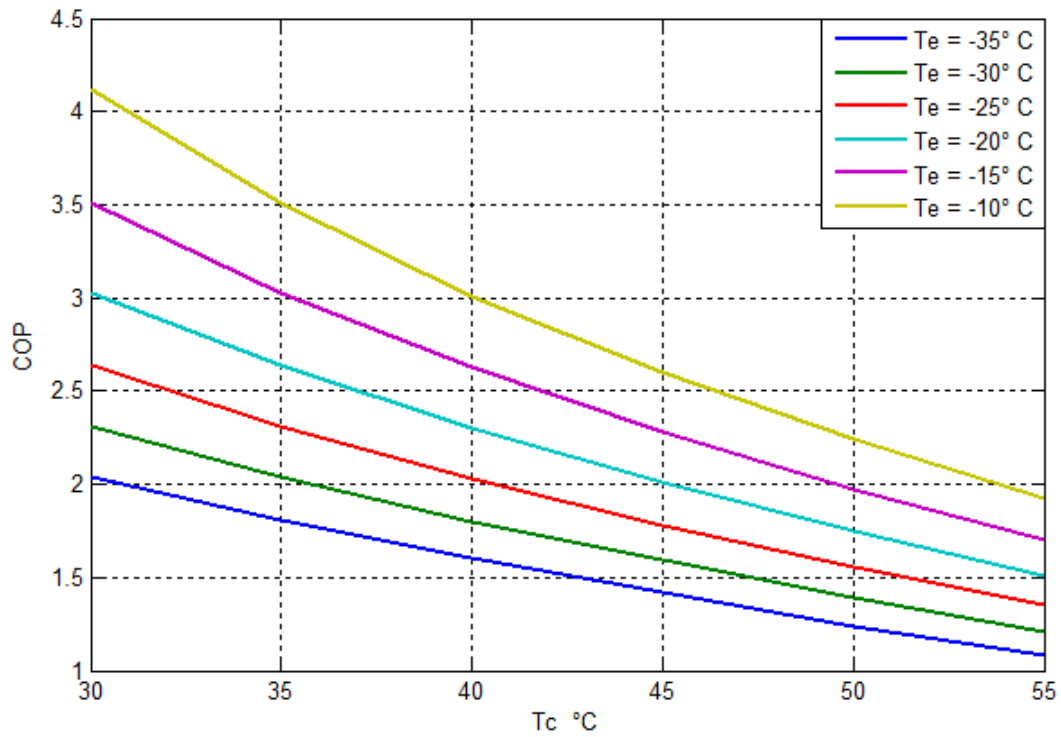


Figure V-5-1 Influence des températures sur le COP pour le R410A

- **R22 :**

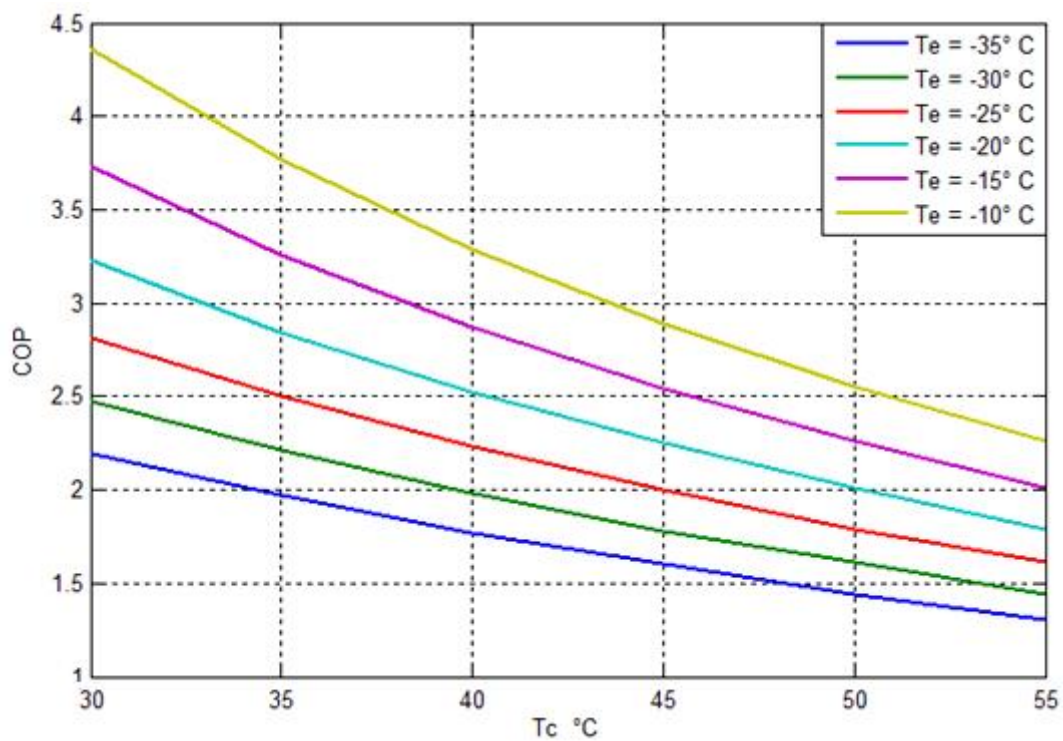


Figure V-5-2 Influence des températures sur le COP pour le R22

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

- **R507 :**

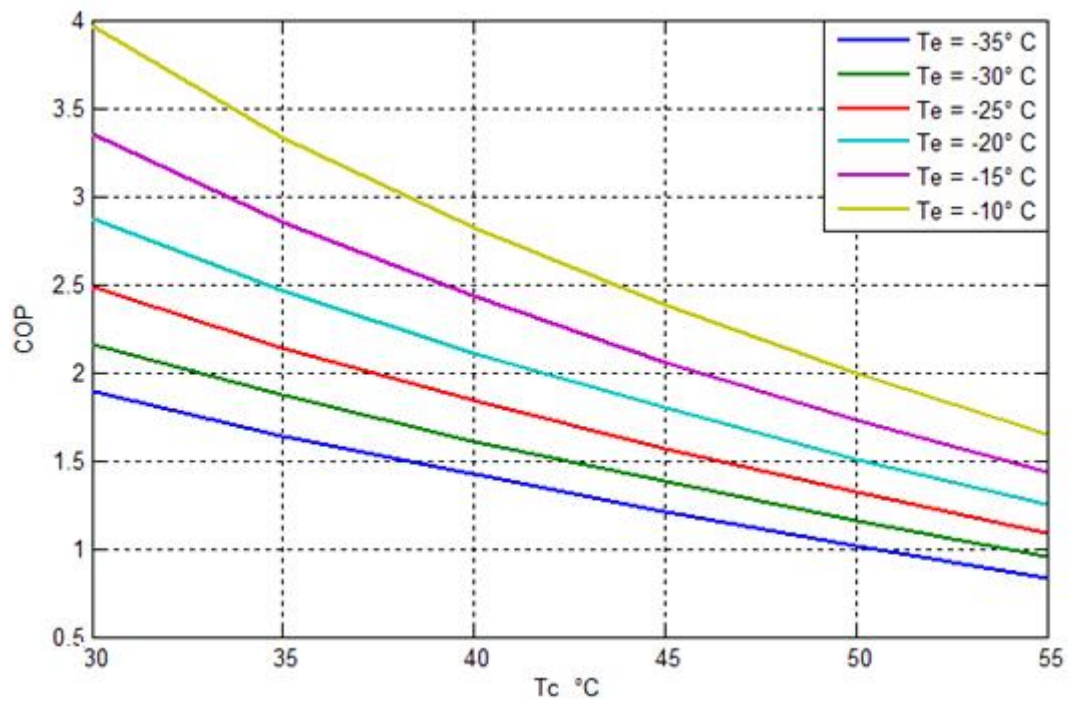


Figure V-5-3 Influence des températures sur le COP pour le R507

- **R12 :**

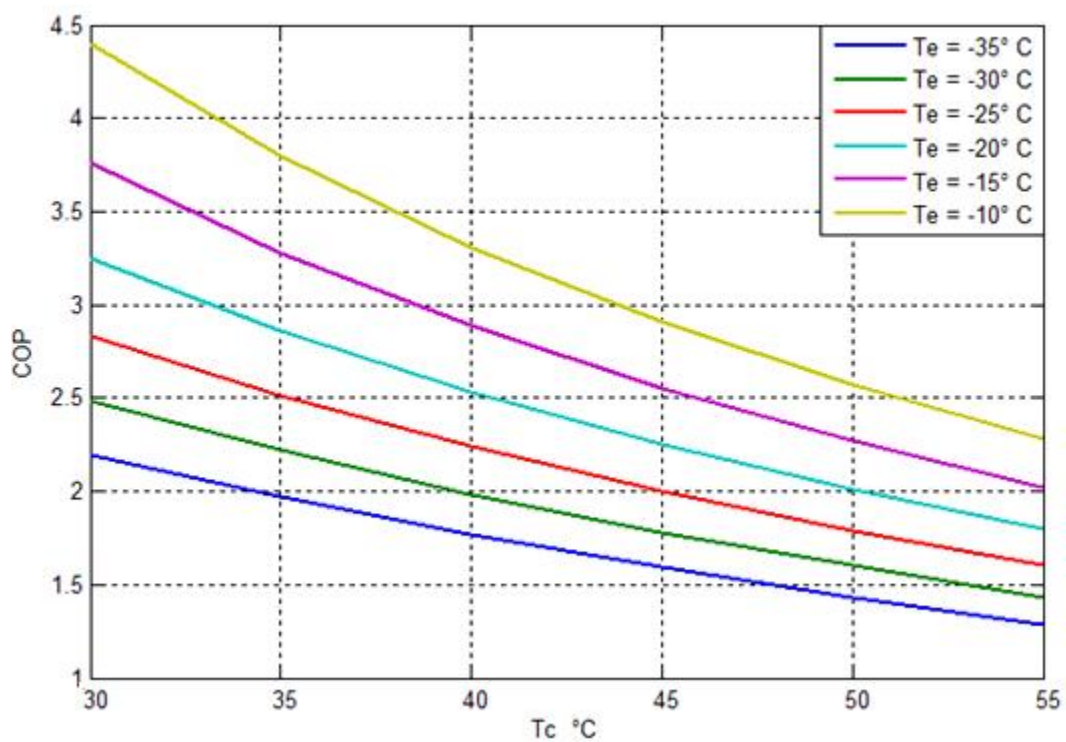


Figure V-5-4 Influence des températures sur le COP pour le R12

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

- **R134a :**

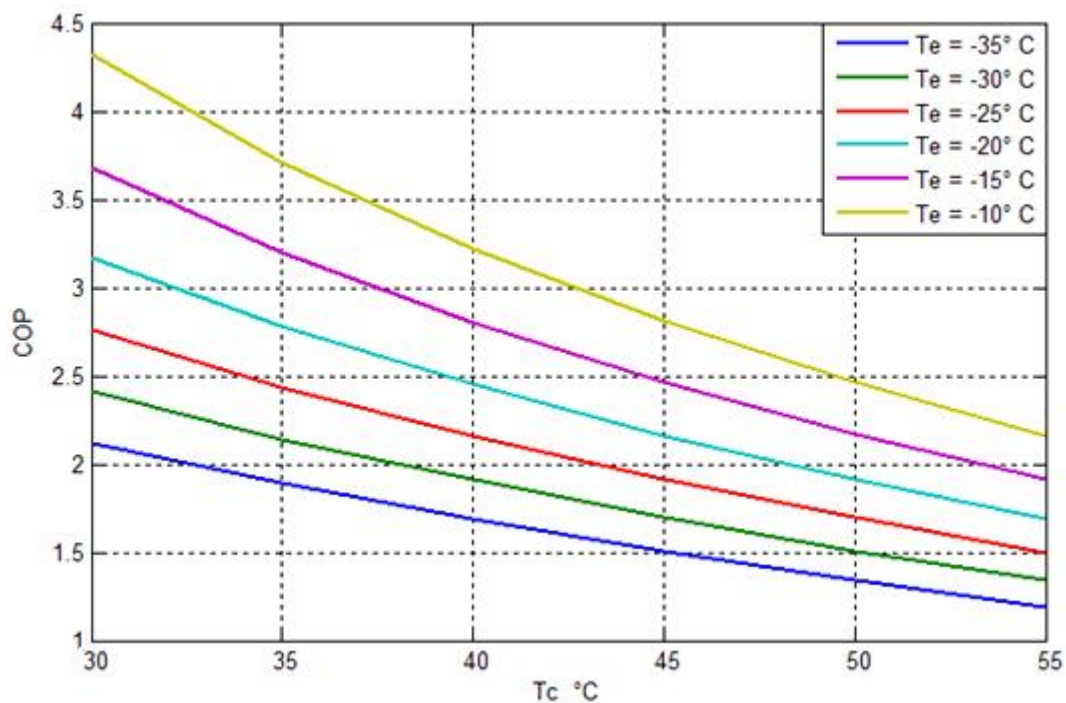


Figure V-5-5 Influence des températures sur le COP pour le R134a

Les figures V-5-1 jusqu'à V-5-5 présentent l'évolution du coefficient de performance (COP) en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour les fluides frigorigènes **R410A**, **R22**, **R507**, **R12**, **R134A**.

On 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 tout les fluides frigorigènes l'évolution du COP est proportionnelle a l'augmentation de la température d'évaporation.

- La figure V-5-1 du R410A montre que pour une augmentation de la température de condensation de 30°C a 55°C nous avons une diminution du COP de 2,04 à 1,08 et ce pour une température d'évaporation de $T_e = -35^\circ\text{C}$, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -10°C , nous avons une augmentation du COP de 2,04 à 4,12 pour un $T_c = 30^\circ\text{C}$ et de 1,08 à 1,92 pour un $T_c = 55^\circ\text{C}$.

- A la lumière de la figure V-5-2 du R22, pour une augmentation de la température de condensation de 30°C a 55°C nous avons une diminution du COP de 2,19 à 1,30 et ce pour une température d'évaporation de $T_e = -35^\circ\text{C}$, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -10°C , nous avons une augmentation du COP de 2,19 à 4,36 pour un $T_c = 30^\circ\text{C}$ et de 1,30 à 2,26 pour un $T_c = 55^\circ\text{C}$.

- Dans l'optique de la figure V-5-3 du R507, une augmentation de la température de condensation de 30°C a 55°C nous avons une diminution du COP de 1,89 à 0,83 et ce pour une

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

température d'évaporation de $T_e = -35^\circ \text{C}$, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -10°C , nous avons une augmentation du COP de 1,89 à 3,96 pour un $T_c = 30^\circ\text{C}$ et de 0,83 à 1,65 pour un $T_c = 55^\circ\text{C}$.

- Dans la figure V-5-4 du R12, une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C nous avons une diminution du COP de 2,19 à 1,29 et ce pour une température d'évaporation de $T_e = -35^\circ \text{C}$, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -10°C , nous avons une augmentation du COP de 2,19 à 4,40 pour un $T_c = 30^\circ\text{C}$ et de 1,29 à 2,28 pour un $T_c = 55^\circ\text{C}$.

- Pour le cas de la figure V-5-5 du R134a, pour une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C nous avons une diminution du COP de 2,12 à 1,19 et ce pour une température d'évaporation de $T_e = -35^\circ \text{C}$, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -10°C , nous avons une augmentation du COP de 2,12 à 4,32 pour un $T_c = 30^\circ\text{C}$ et de 1,19 à 2,16 pour un $T_c = 55^\circ\text{C}$.

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 ; à titre d'exemple le COP augmente de 1,89 à 3,96 (**figure V-5-4**), le débit diminue de 31.326 Kg/s à 29.421Kg/s (**figure V-2-2**) pour une variation de T_e de -35°C à -10°C et pour un T_c de 30°C .

V-6 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 et pour deux charges frigorifiques (5 et 10 KW).

- **Compresseur :**
- **R410A :**

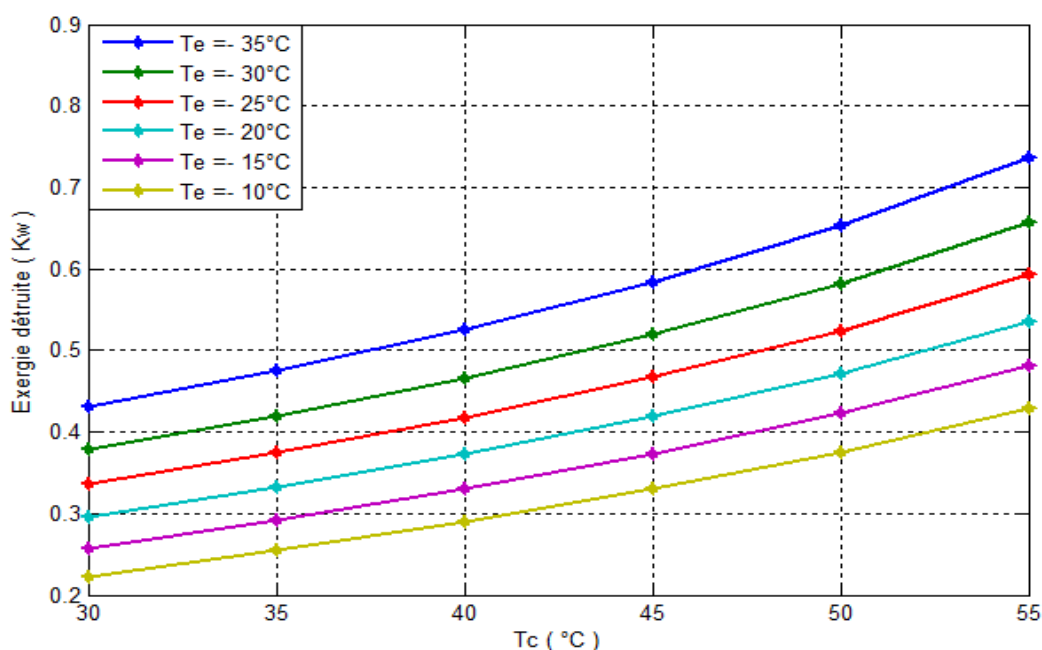


Figure V-6-1 : Influence des températures sur l'exergie détruite dans le compresseur avec le fluide frigorigène R410A pour une charge frigorifique de 5KW

Les figures **V-6-1** et **V-6-2** représentent l'évolution de l'exergie détruite dans le compresseur en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour le fluide frigorigène **R410A** pour deux charges frigorifiques.

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

Donc pour une charge frigorifique de 5 KW, et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35° C, nous avons une augmentation de l'exergie détruite dans le compresseur de 0,43 KW à 0,74 KW, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35° C à -10° C, nous avons une diminution de l'exergie détruite dans le compresseur de 0,43 KW à 0,22 KW pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 0,73 KW à 0,43 KW pour $T_c=55^\circ\text{C}$.

Pour une charge frigorifique de 10 KW nous obtenons la même évolution qu'avec une charge de 5 KW mais avec une augmentation remarquable de l'exergie détruite.

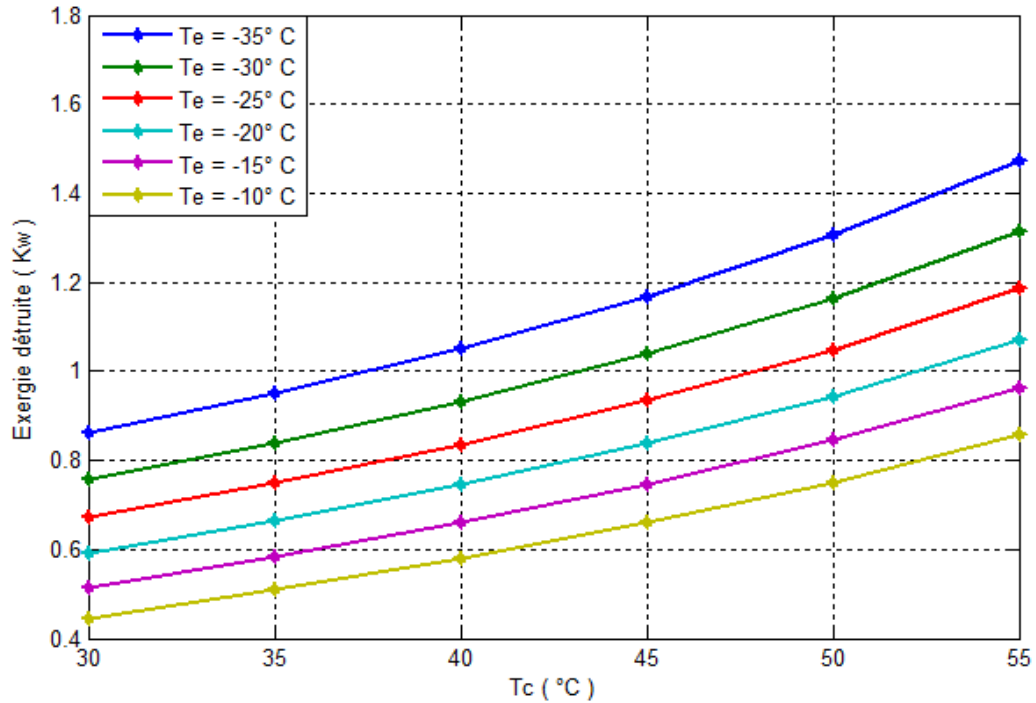


Figure V-6-2 : Influence des températures sur l'exergie détruite dans le compresseur avec le fluide frigorigène R410A pour une charge frigorifique de 10KW

- **R22 :**

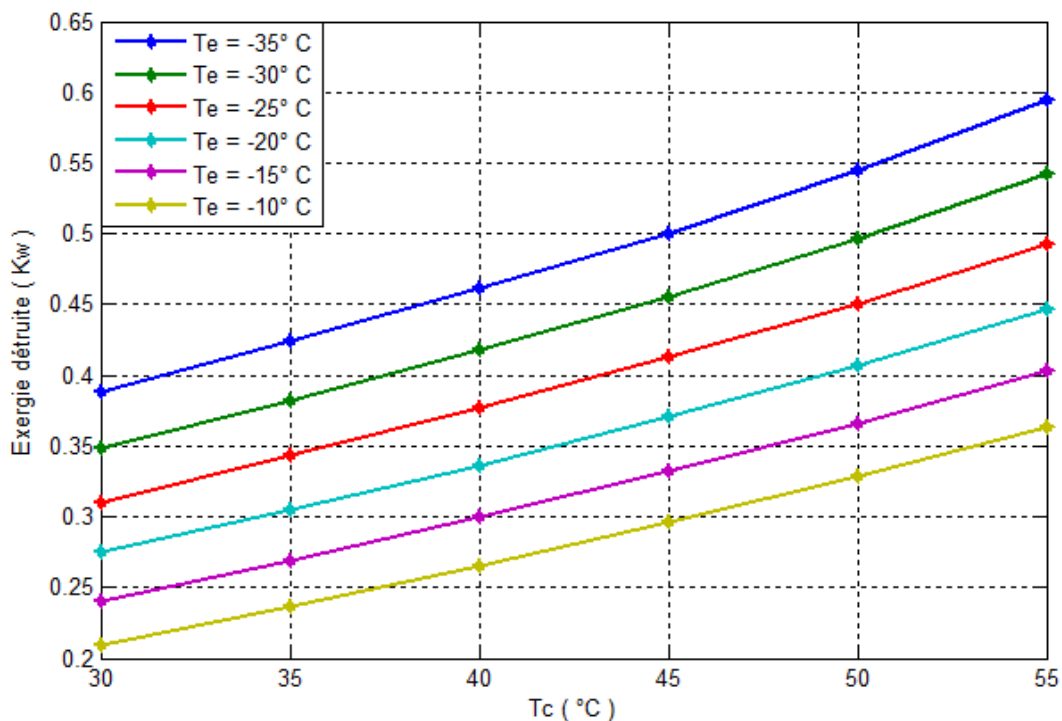


Figure V-6-3 : Influence des températures sur l'exergie détruite dans le compresseur avec le R22 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw

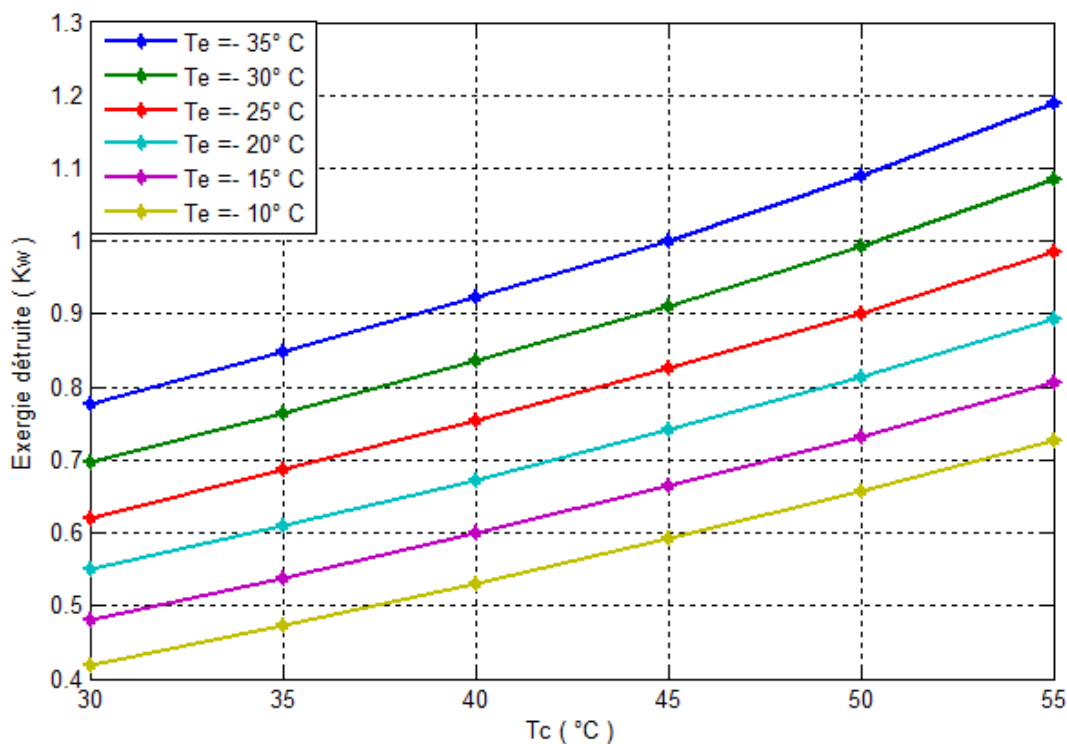


Figure V-6-4: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le compresseur avec le R22 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw

Les figures **V-6-3** et **V-6-4** présentent l'évolution de l'exergie détruite dans le compresseur en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour le fluide frigorigène **R22** pour deux charges frigorifiques.

Donc pour une charge frigorifique de 5 KW et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35° C, nous avons une augmentation de l'exergie détruite dans le compresseur de 0,388 KW à 0,59 KW, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35° C à -10° C, nous avons une diminution de l'exergie détruite dans le compresseur de 0,388 KW à 0,21 KW pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 0,59 KW à 0,36 KW pour $T_c=55^\circ\text{C}$.

- **R507 :**

Les figures **V-6-5** et **V-6-6** représentent l'évolution de l'exergie détruite dans le compresseur en fonction des températures de condensations et d'évaporation pour le fluide frigorigène **R507** pour deux charges frigorifiques.

Donc pour une charge frigorifique de 5 KW et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35° C, nous avons une augmentation de l'exergie détruite au compresseur de 0,5 KW à 1,04 KW, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35° C à -10° C, nous avons une diminution de

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

l'exergie détruite au compresseur de 0,5 KW à 0,24 KW pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 1,04 KW à 0,53 KW pour $T_c=55^\circ\text{C}$.

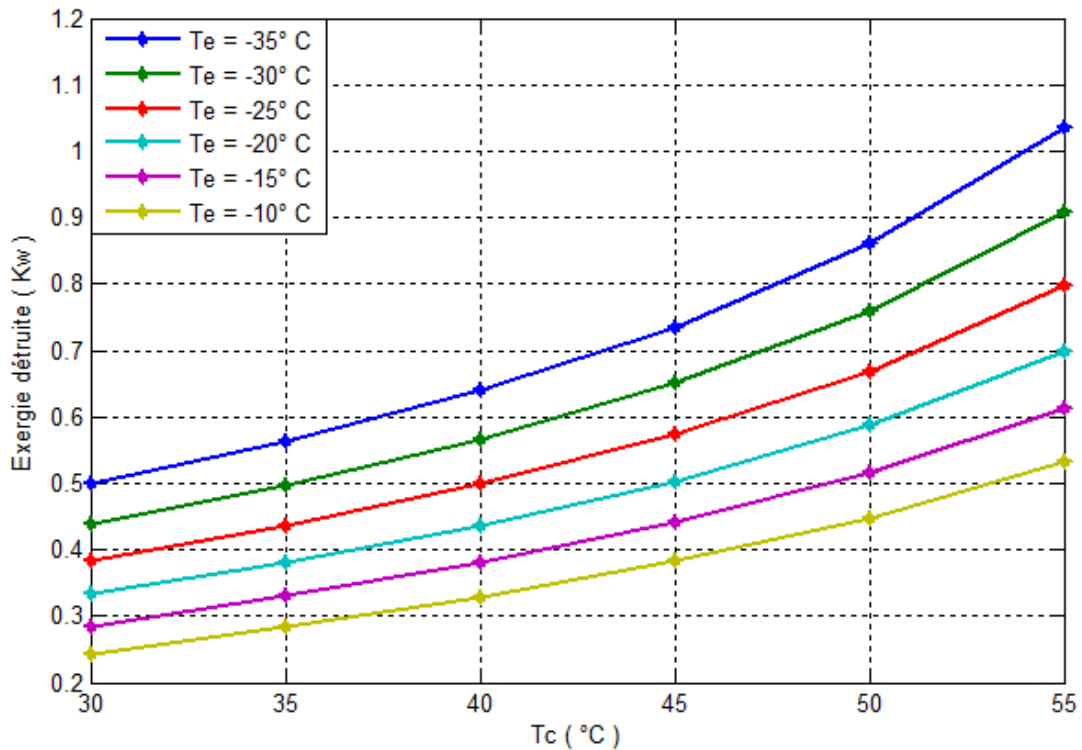


Figure V-6-5: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le compresseur avec le R507 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw

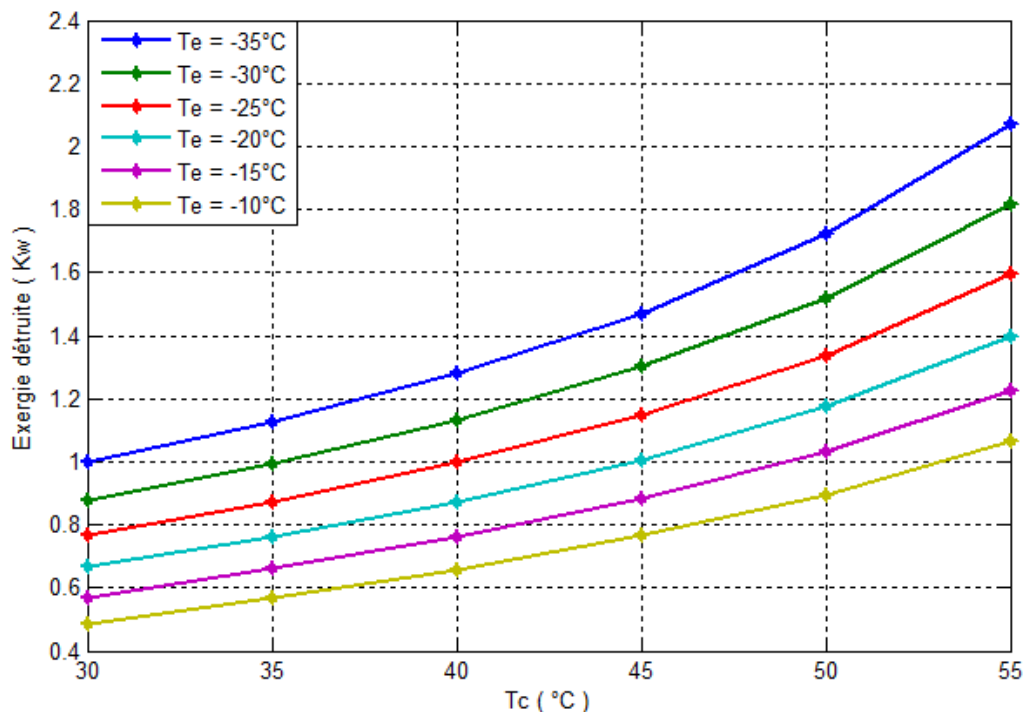


Figure V-6-6: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le compresseur avec le R507 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw

- **R12 :**

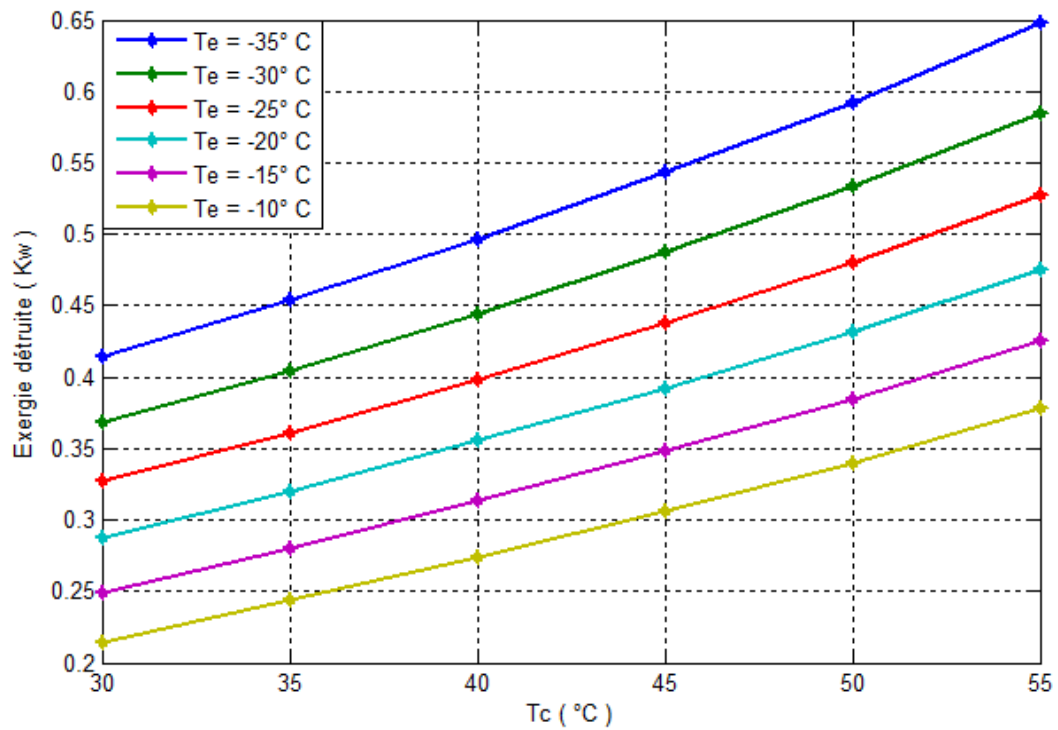


Figure V-6-7: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le compresseur avec le R12 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw

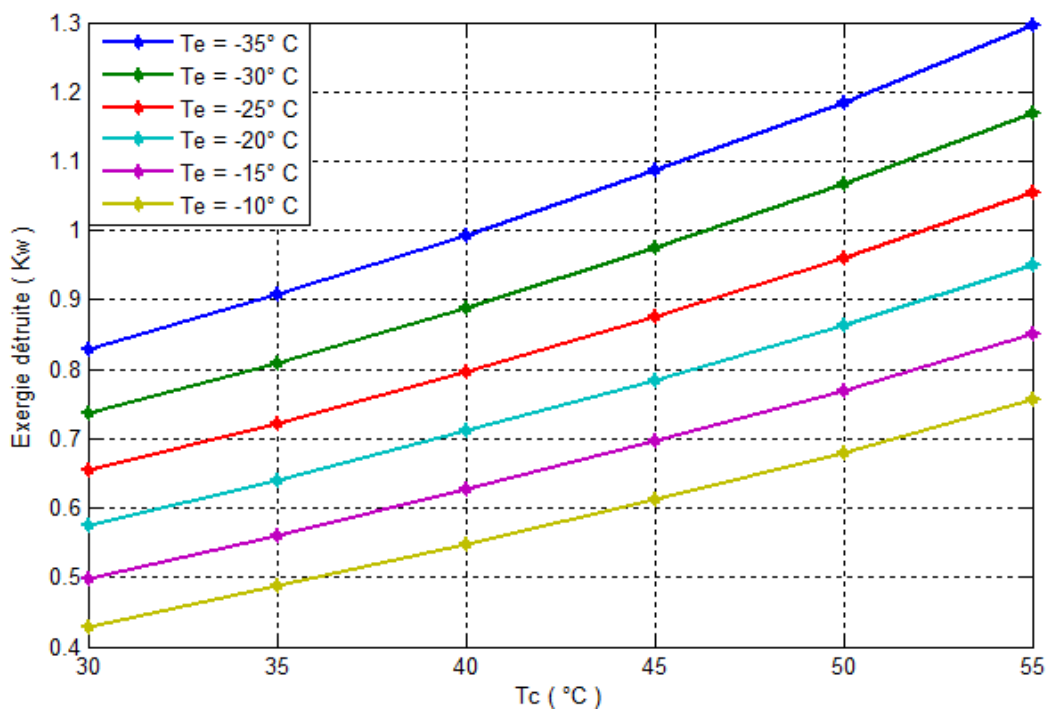


Figure V-6-8: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le compresseur avec le R12 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

Les figures **V-6-7** et **V-6-8** présentent l'évolution de l'exergie détruite dans le compresseur en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour le fluide frigorigène **R12** pour deux charges frigorifiques.

Donc pour une charge frigorifique de 5 KW et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35° C, nous avons une augmentation de l'exergie détruite dans le compresseur de 0,41 KW à 0,65 KW, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35° C à -10° C, nous avons une diminution de l'exergie détruite dans le compresseur de 0,41 KW à 0,21 KW pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 0,65 KW à 0,38 KW pour $T_c=55^\circ\text{C}$.

- **R134a :**

Les figures **V-6-9** et **V-6-10** présentent l'évolution de l'exergie détruite dans le compresseur en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour le fluide frigorigène **R134a** pour deux charges frigorifiques.

Donc pour une charge frigorifique de 5 KW et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35° C, nous avons une augmentation de l'exergie détruite dans le compresseur de 0,43 KW à 0,71 KW, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35° C à -10° C, nous avons une diminution de l'exergie détruite dans le compresseur de 0,43 KW à 0,22 KW pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 0,71 KW à 0,40 KW pour $T_c=55^\circ\text{C}$.

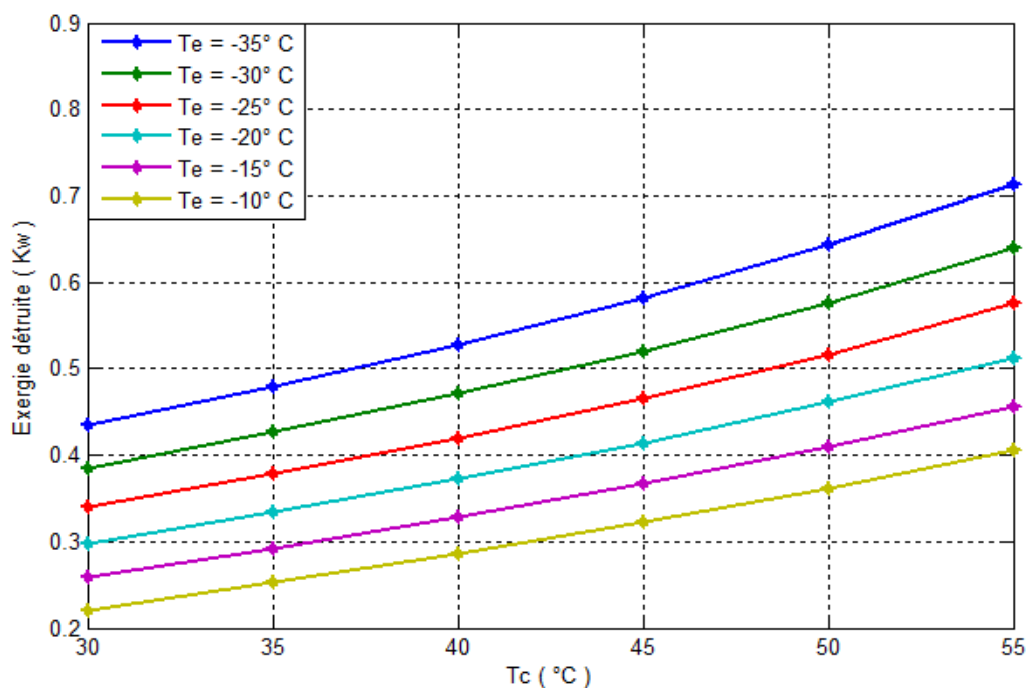


Figure V-6-9: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le compresseur avec le R134A comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw

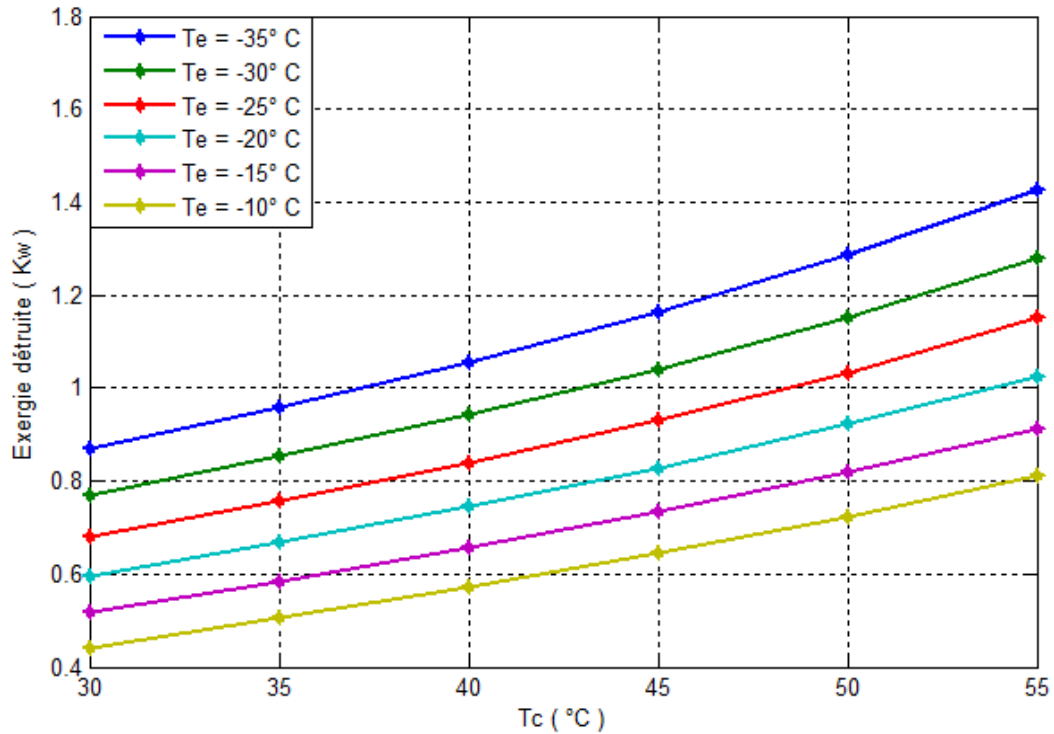


Figure V-6-10: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le compresseur avec le R134A comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw

- Condenseur :
- R410A :

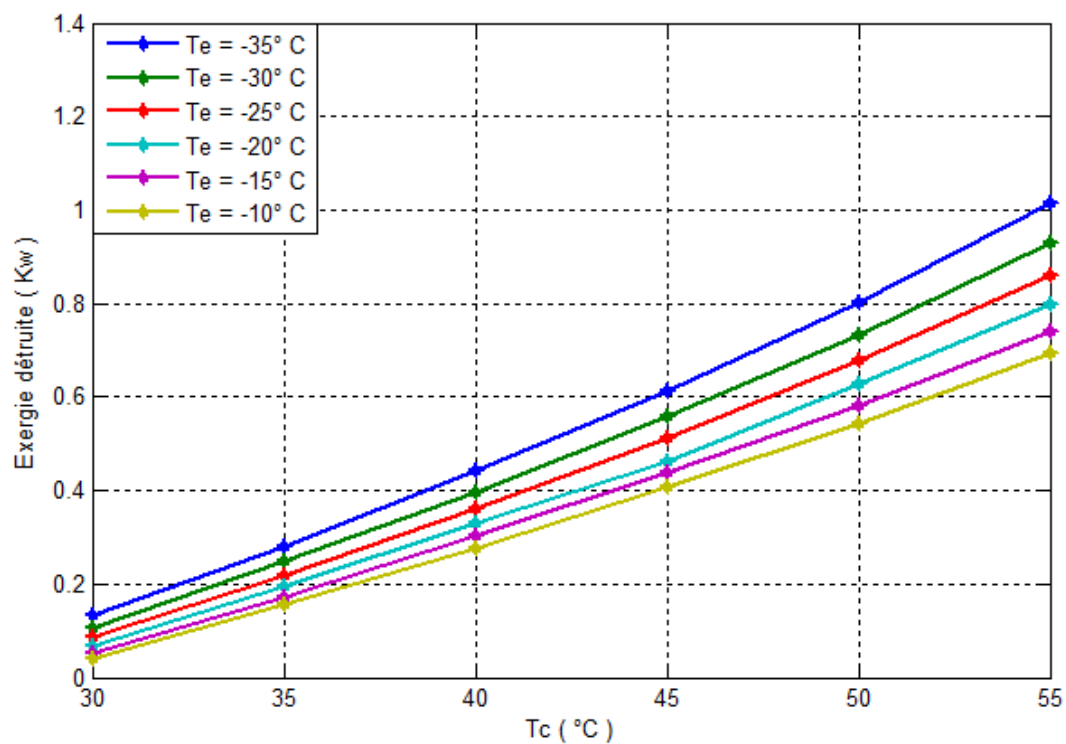


Figure V-6-11: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le condenseur avec le R410A comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw

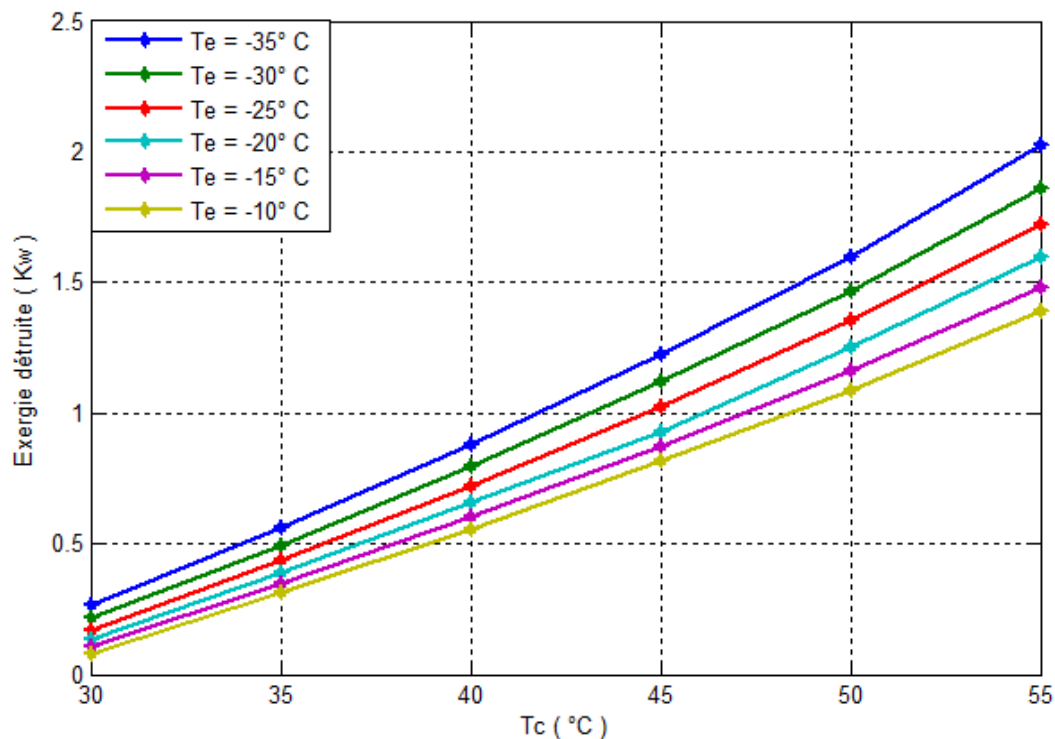


Figure V-6-12: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le condenseur avec le R410A comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw

Les figures [V-6-11](#) et [V-6-12](#) présentent l'évolution de l'exergie détruite dans le condenseur en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour le fluide frigorigène **R410A** avec deux charges frigorifiques (5 et 10 KW).

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.

Pour une charge frigorifique de 5 KW et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35° C nous avons une augmentation de l'exergie détruite dans le condenseur de 0,13 KW à 1,01 KW, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35° C à -10°C, nous avons une diminution de l'exergie détruite dans le condenseur de 0,13 KW à 0,04 KW pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 1,01 KW à 0,69 KW pour $T_c=55^\circ\text{C}$.

Pour une charge frigorifique de 10 KW nous obtenons la même évolution qu'avec une charge de 5 KW mais avec une augmentation remarquable de l'exergie détruite.

- **R22 :**

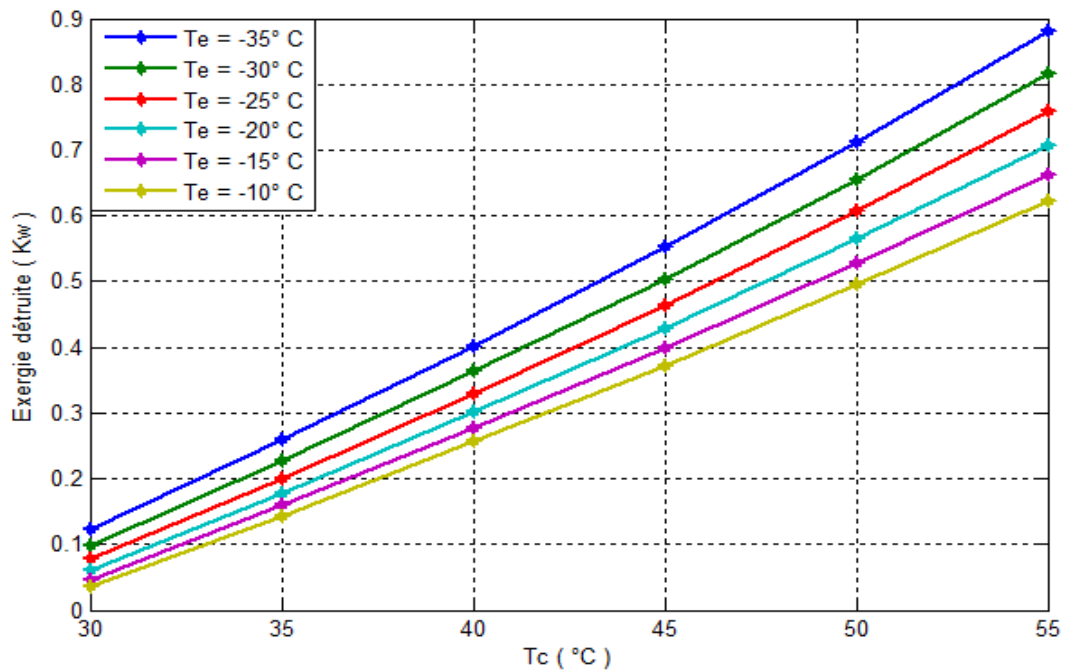


Figure V-6-13: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le condenseur avec le R22 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw

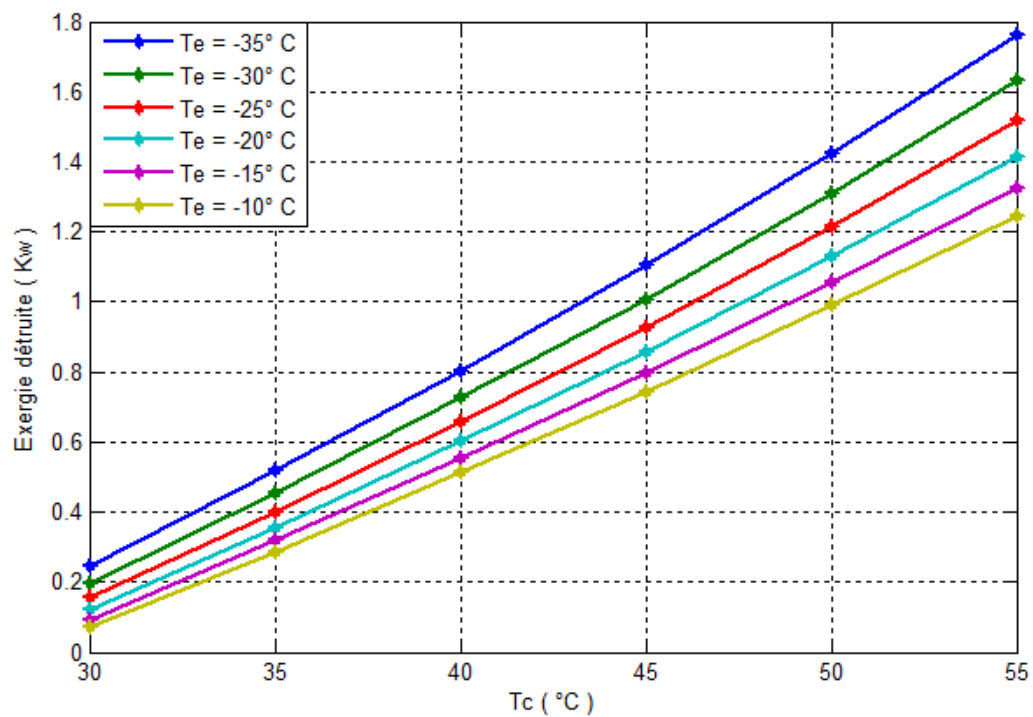


Figure V-6-14: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le condenseur avec le R22 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

Les figures **V-6-13** et **V-6-14** présentent l'évolution de l'exergie détruite dans le condenseur en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour le fluide frigorigène **R22** avec deux charges frigorifiques (5 et 10 KW).

Pour une charge frigorifique de 5 KW et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35° C, nous avons une augmentation de l'exergie détruite dans le condenseur de 0,12 KW à 0,88 KW, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35° C à -10° C, nous avons une diminution de l'exergie détruite dans le condenseur de 0,12 KW à 0,03 KW pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 0,88 KW à 0,62 KW pour $T_c=55^\circ\text{C}$.

- **R507 :**

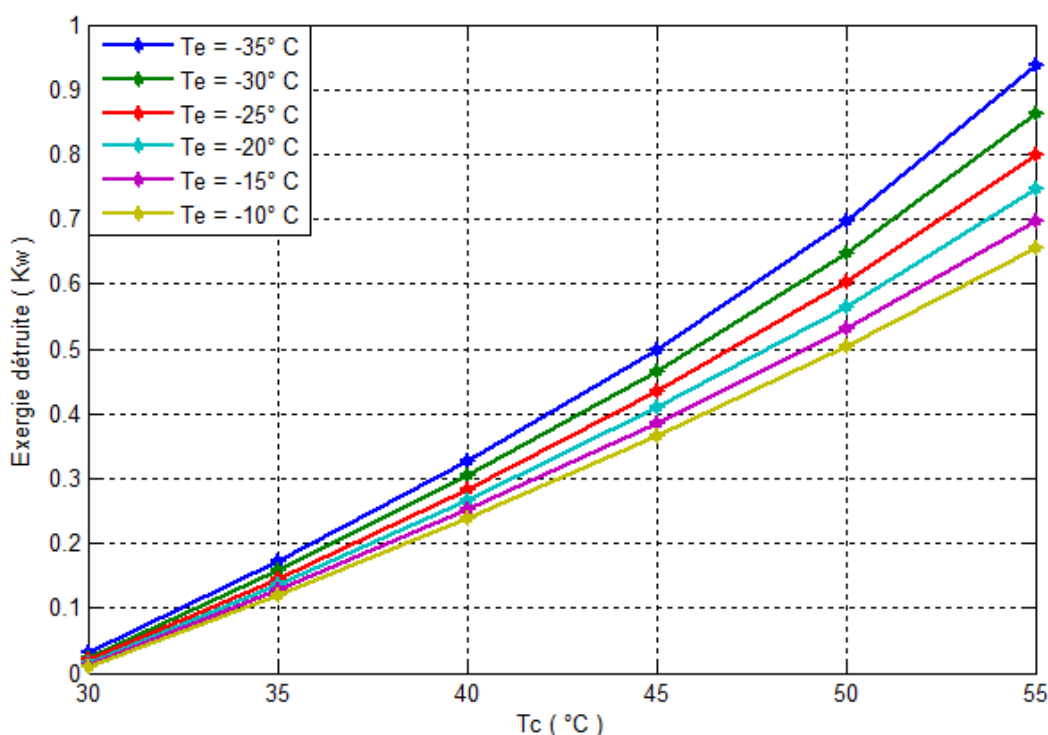


Figure V-6-15: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le condenseur avec le R507 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw

Les figures **V-6-15** et **V-6-16** présentent l'évolution de l'exergie détruite dans le condenseur en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour le fluide frigorigène **R507** avec deux charges frigorifiques (5 et 10 KW).

Pour une charge frigorifique de 5 KW et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35° C, nous avons une augmentation de l'exergie détruite dans le condenseur de 0,03 KW à 0,93 KW, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35° C à -10° C, nous avons une diminution de

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

l'exergie détruite dans le condenseur de 0,03 KW à 0,008 KW pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 0,93 KW à 0,66 KW pour $T_c=55^\circ\text{C}$.

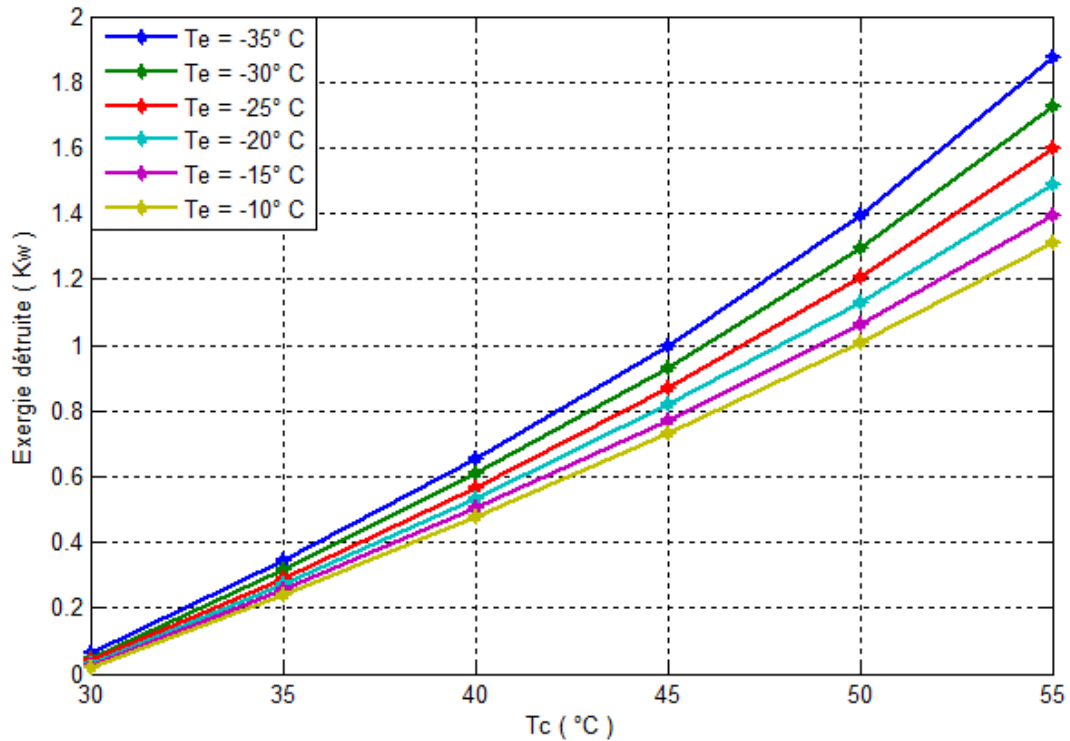


Figure V-6-16: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le condenseur avec le R507 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw

- **R12 :**

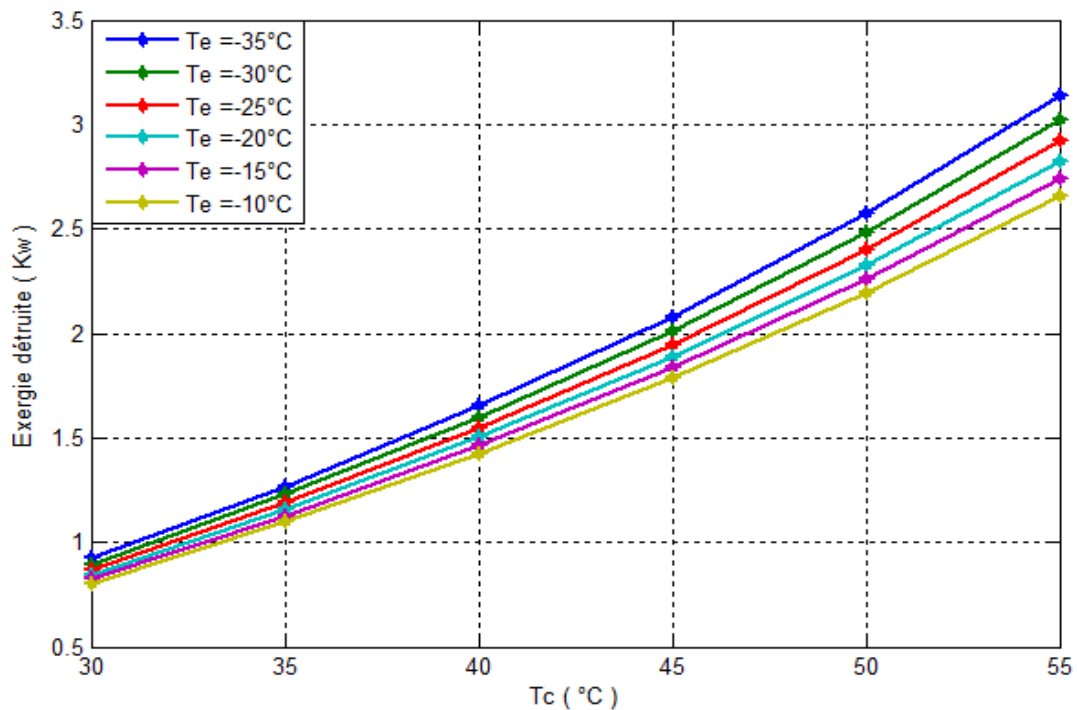


Figure V-6-17: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le condenseur avec le R12 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw

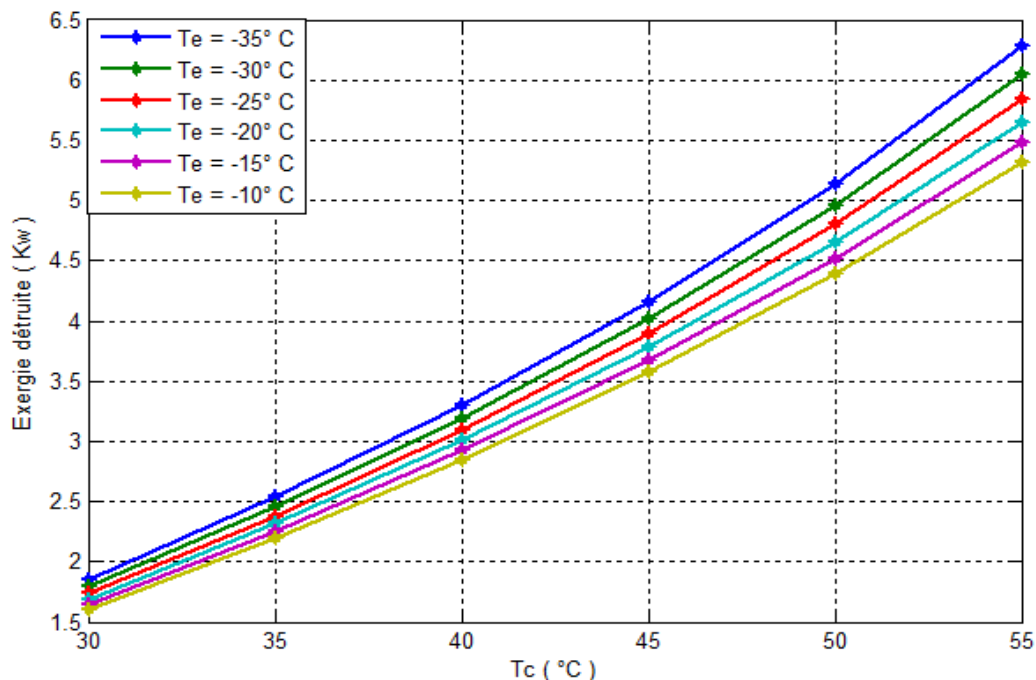


Figure V-6-18: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le condenseur avec le R12 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw

Les figures **V-6-17** et **V-6-18** présentent l'évolution de l'exergie détruite dans le condenseur en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour le fluide frigorigène **R12** avec deux charges frigorifiques 5 et 10 KW.

Pour une charge frigorifique de 5 KW et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35° C, nous avons une augmentation de l'exergie détruite dans le condenseur de 0,92 KW à 3,14 KW, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35° C à -10° C, nous avons une diminution de l'exergie détruite dans le condenseur de 0,92 KW à 0,80 KW pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 3,14 KW à 2,66 KW pour $T_c=55^\circ\text{C}$.

- **R134a :**

Les figures **V-6-19** et **V-6-20** représentent l'évolution de l'exergie détruite dans le condenseur en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour le fluide frigorigène **R134a** avec deux charges frigorifiques.

Pour une charge frigorifique de 5 KW et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35° C nous avons une augmentation de l'exergie détruite dans le condenseur de 0,03 KW à 0,76 KW, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35° C à -10° C, nous avons une diminution de l'exergie détruite dans le condenseur de 0,03 KW à 0,01 KW pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 0,76 KW à 0,56 KW pour $T_c=55^\circ\text{C}$.

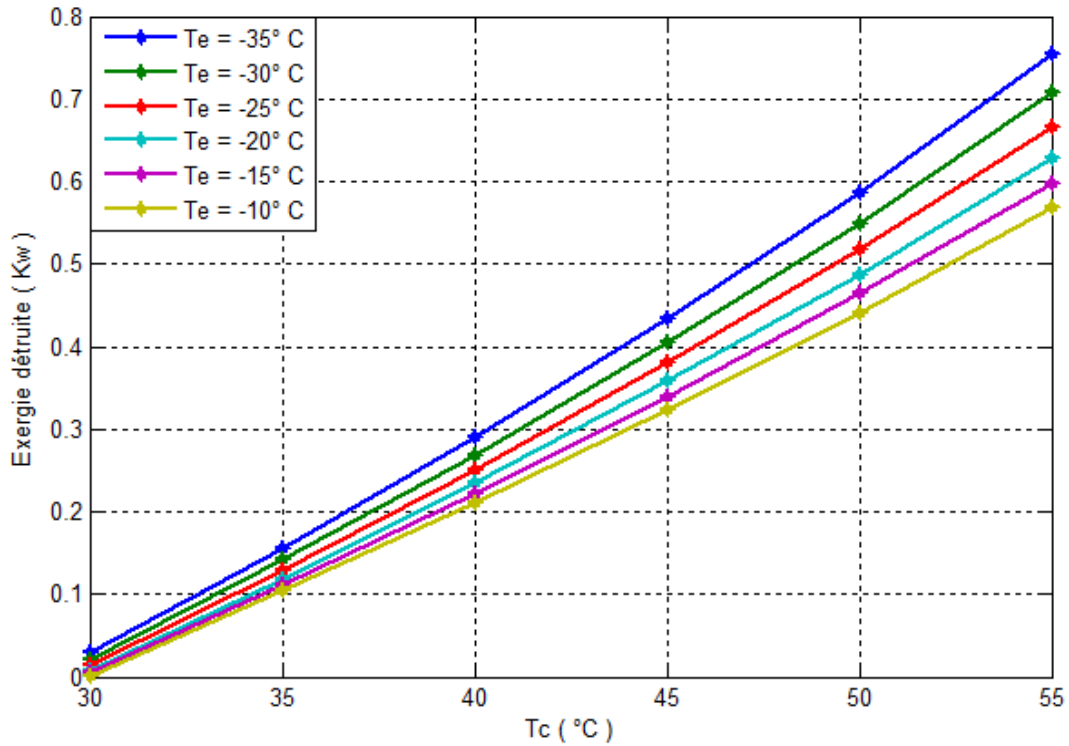


Figure V-6-19: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le condenseur avec le R134A comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw

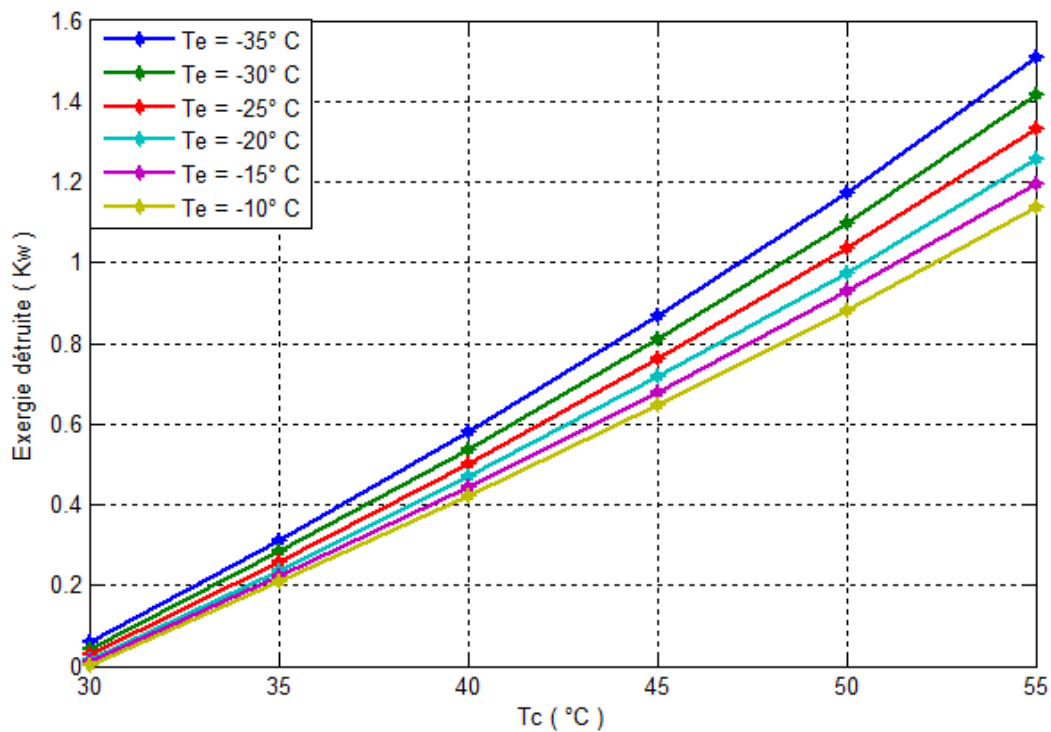


Figure V-6-20: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le condenseur avec le R134A comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

- Détendeur :
- R410A :

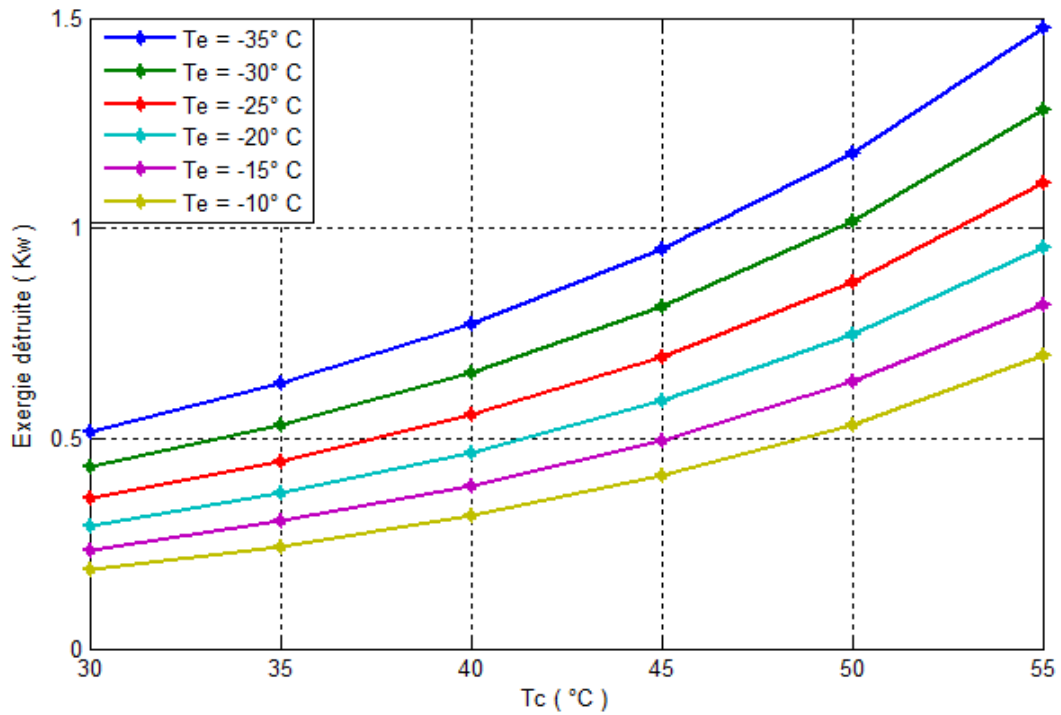


Figure V-6-21: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le détendeur avec le R410A comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw

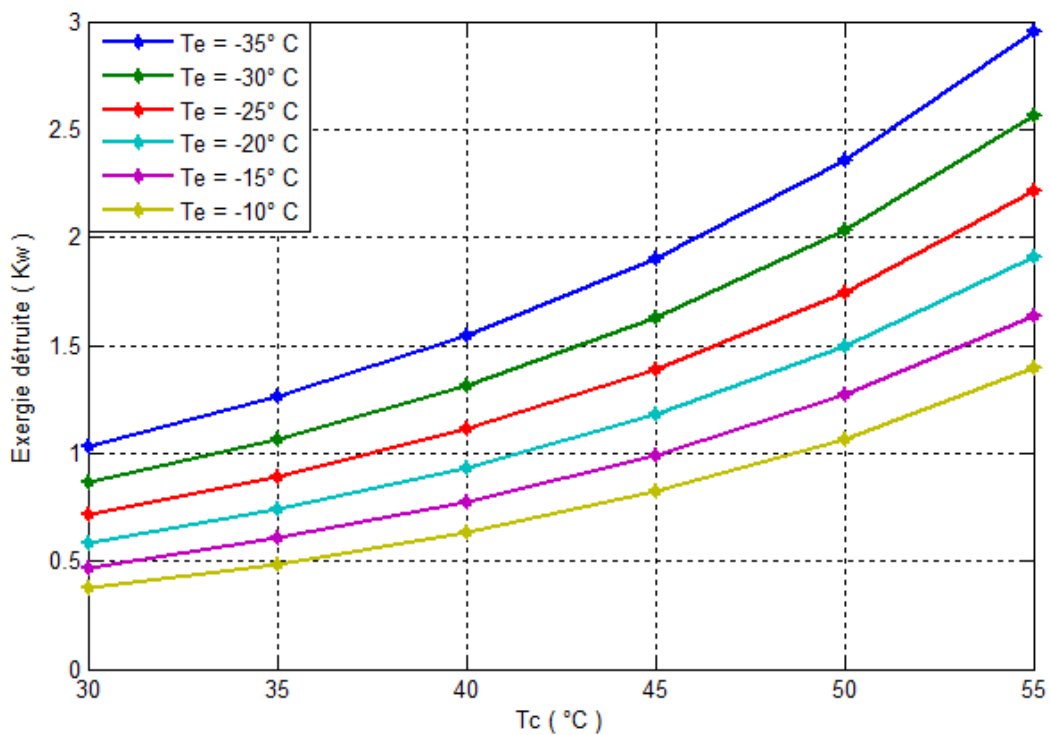


Figure V-6-22: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le détendeur avec le R410A comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

Les figures **V-6-21** et **V-6-22** présentent l'évolution de l'exergie détruite dans le détendeur en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour le fluide frigorigène **R410A** avec deux charges frigorifiques 5 et 10 KW.

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.

Pour une charge frigorifique de 5 KW et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35° C, nous avons une augmentation de l'exergie détruite dans le condenseur de 0,51 KW à 1,47 KW, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35° C à -10° C, nous avons une diminution de l'exergie détruite dans le condenseur de 0,51 KW à 0,18 KW pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 1,47 KW à 0,69 KW pour $T_c=55^\circ\text{C}$.

- **R22 :**

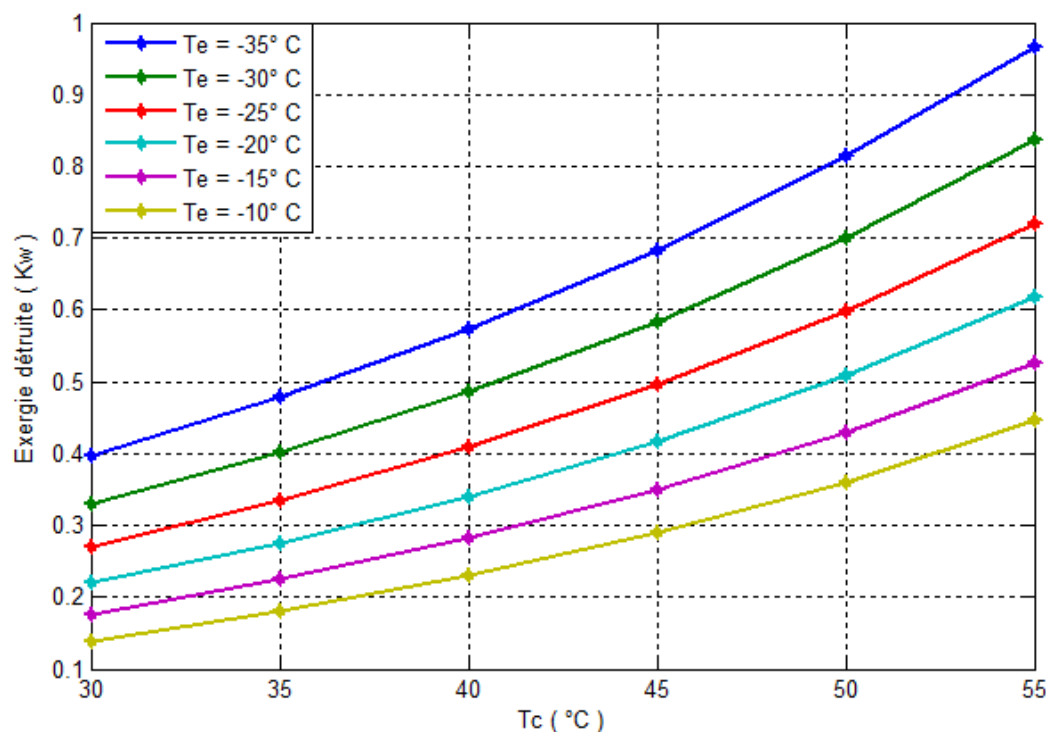


Figure V-6-23: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le détendeur avec le R22 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw

Les figures **V-6-23** et **V-6-24** représentent l'évolution de l'exergie détruite dans le détendeur en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour le fluide frigorigène **R22** avec deux charges frigorifiques 5 et 10 KW.

Pour une charge frigorifique de 5 KW et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35° C, nous avons une augmentation de l'exergie détruite dans le condenseur de 0,39 KW à 0,97 KW, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -10°C , nous avons une diminution de l'exergie détruite dans le condenseur de 0,39 KW à 0,14 KW pour $T_c=30^{\circ}\text{C}$ et de 0,97 KW à 0,45 KW pour $T_c=55^{\circ}\text{C}$.

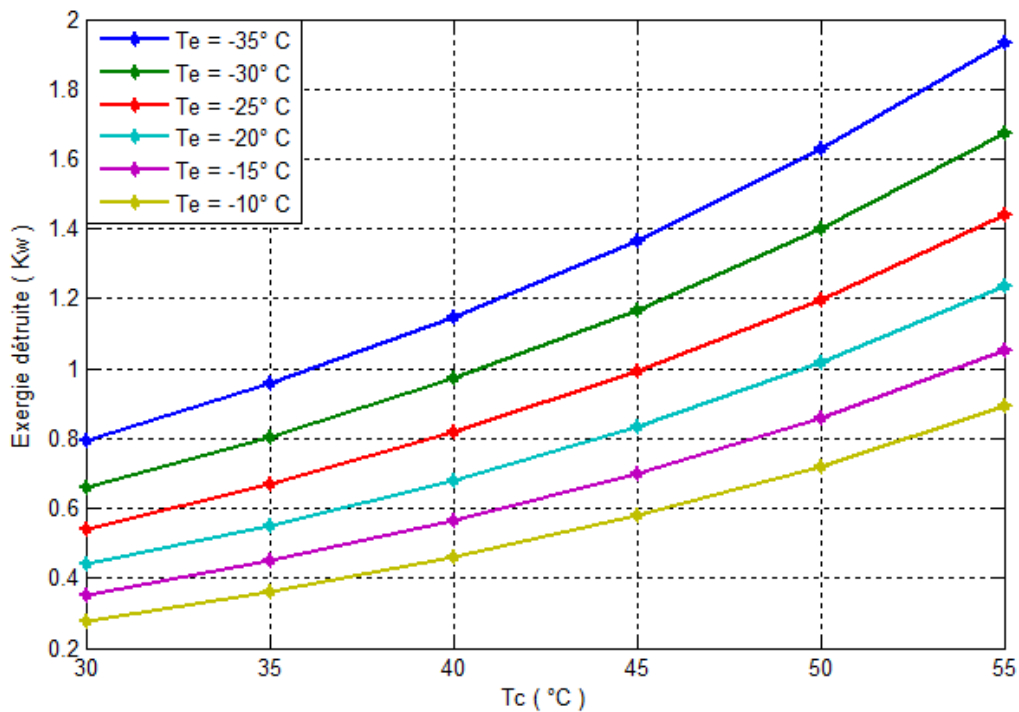


Figure V-6-24: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le détendeur avec le R22 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10KW

- **R507 :**

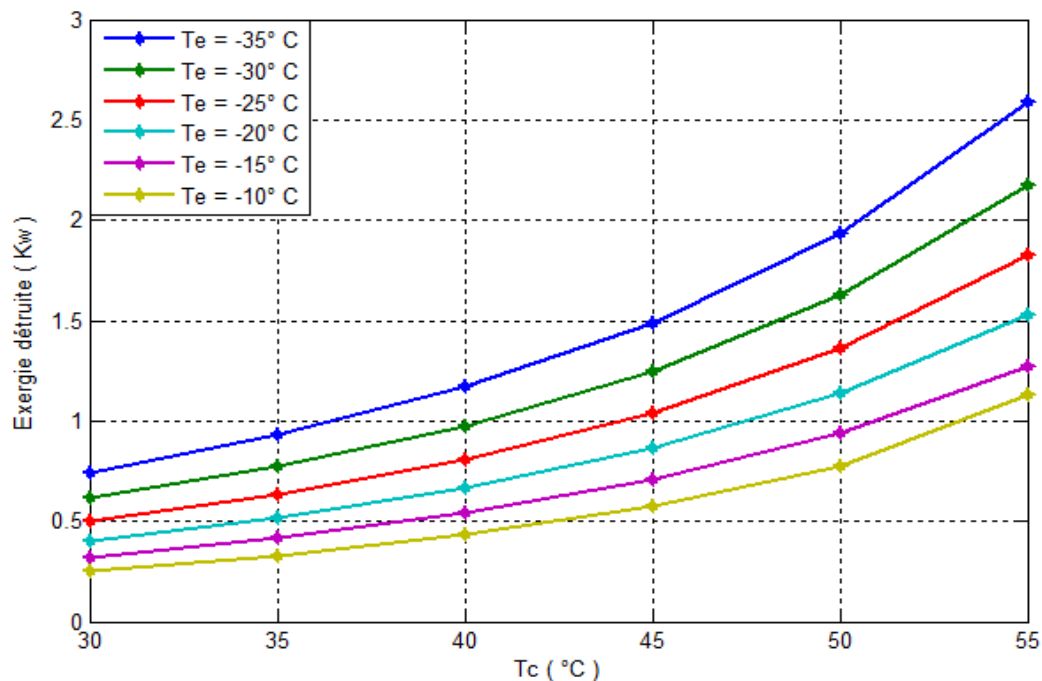


Figure V-6-25: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le détendeur avec le R507 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

Les figures V-6-25 et V-6-26 représentent l'évolution de l'exergie détruite dans le détendeur en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour le fluide frigorigène **R507** pour deux charges frigorifiques.

Pour une charge frigorifique de 5 KW et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35°C nous avons une augmentation de l'exergie détruite dans le détendeur de 0.74 à 2.59 KW, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -10°C , nous avons une diminution de l'exergie détruite dans le détendeur de 0.74 KW à 0.25 KW pour $T_c=30^{\circ}\text{C}$ et de 2.59 KW à 1.13KW pour $T_c=55^{\circ}\text{C}$.

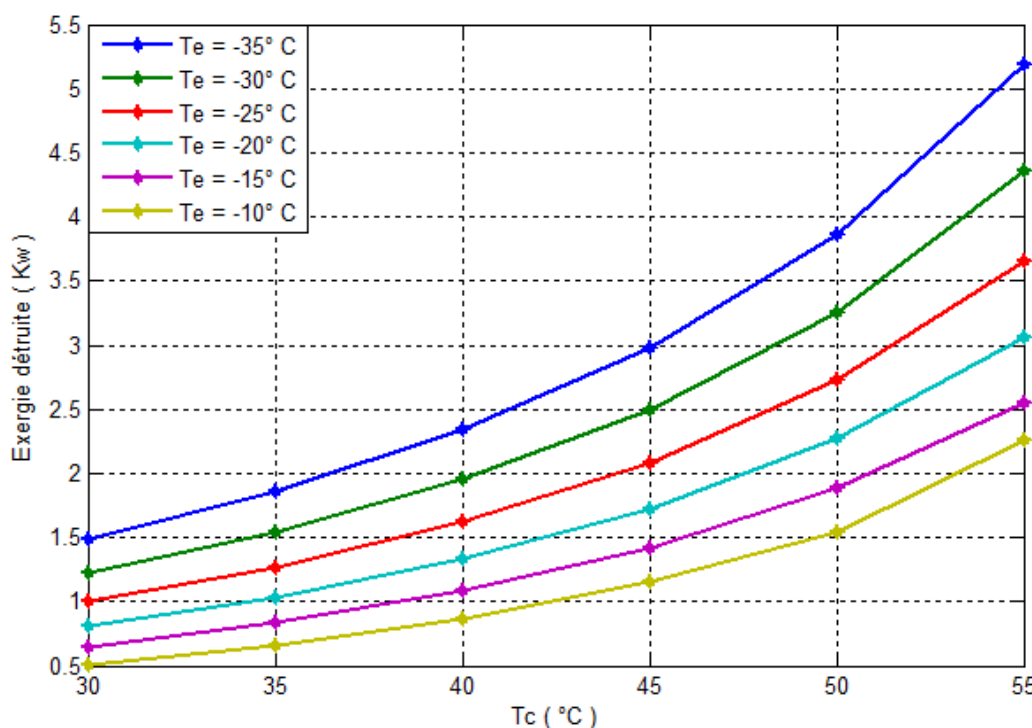


Figure V-6-26: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le détendeur avec le R507 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw

- **R22 :**

Les figures V-6-27 et V-6-28 représentent l'évolution de l'exergie détruite dans le détendeur en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour le fluide frigorigène **R22** pour deux charges frigorifiques.

Donc pour une charge frigorifique de 5 KW et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35°C , nous avons une augmentation de l'exergie détruite dans le détendeur de 0,39 à 0,96 KW, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -10°C , nous avons une diminution de l'exergie détruite dans le détendeur de 0,39 KW à 0,14 KW pour $T_c=30^{\circ}\text{C}$ et de 0,96 KW à 0,44 KW pour $T_c=55^{\circ}\text{C}$.

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

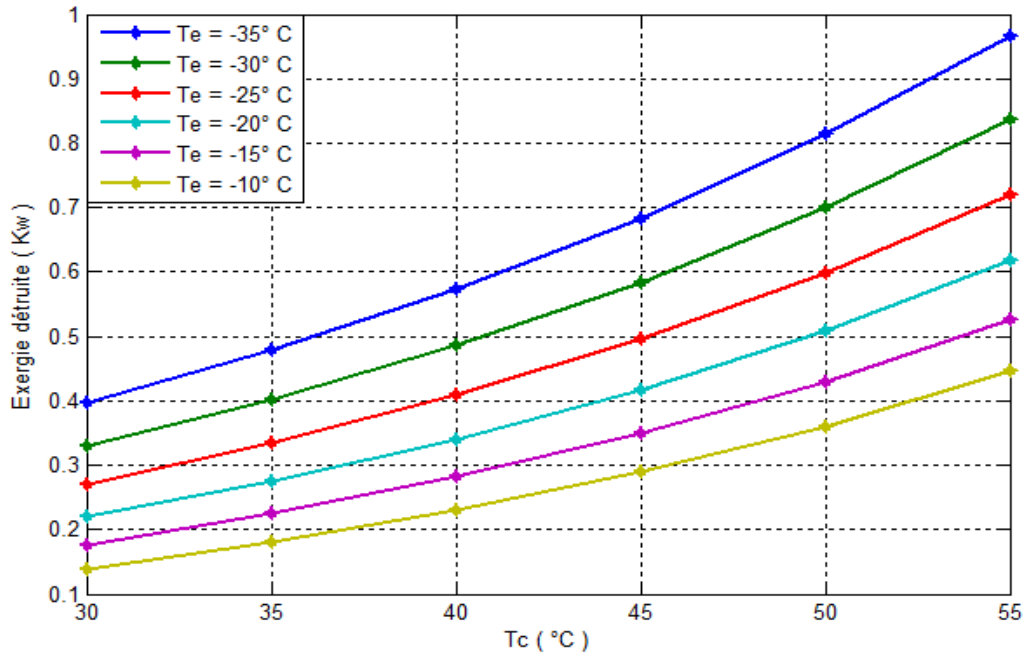


Figure V-6-27: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le détendeur avec le R22 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw

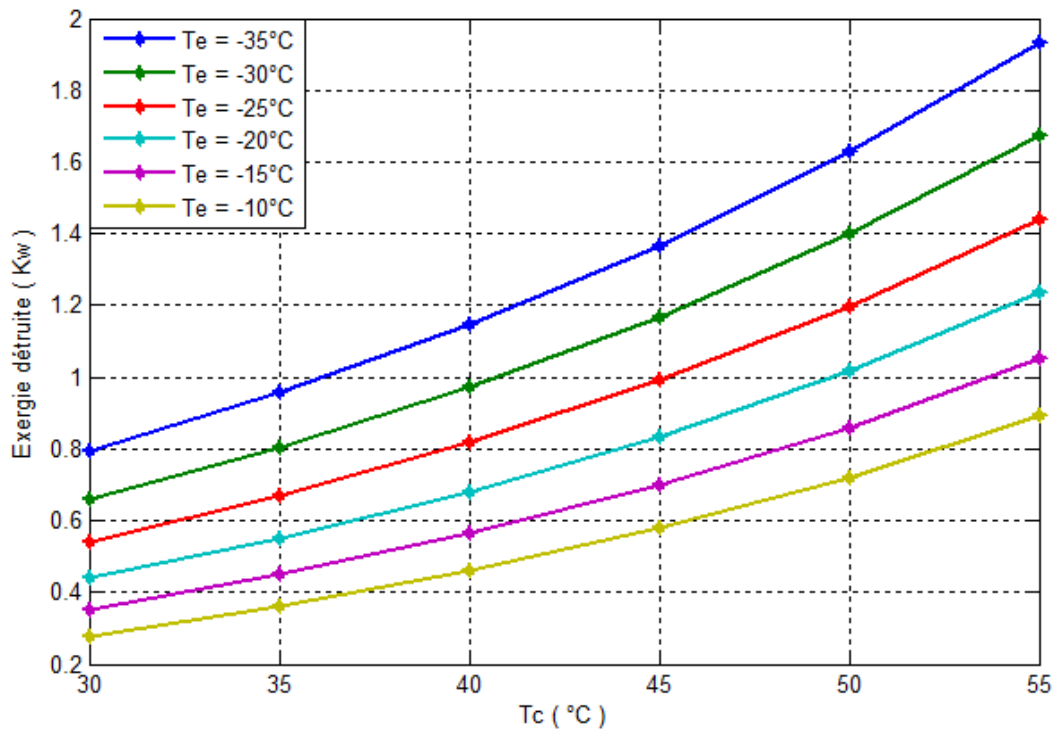


Figure V-6-28: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le détendeur avec le R22 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

- **R134A :**

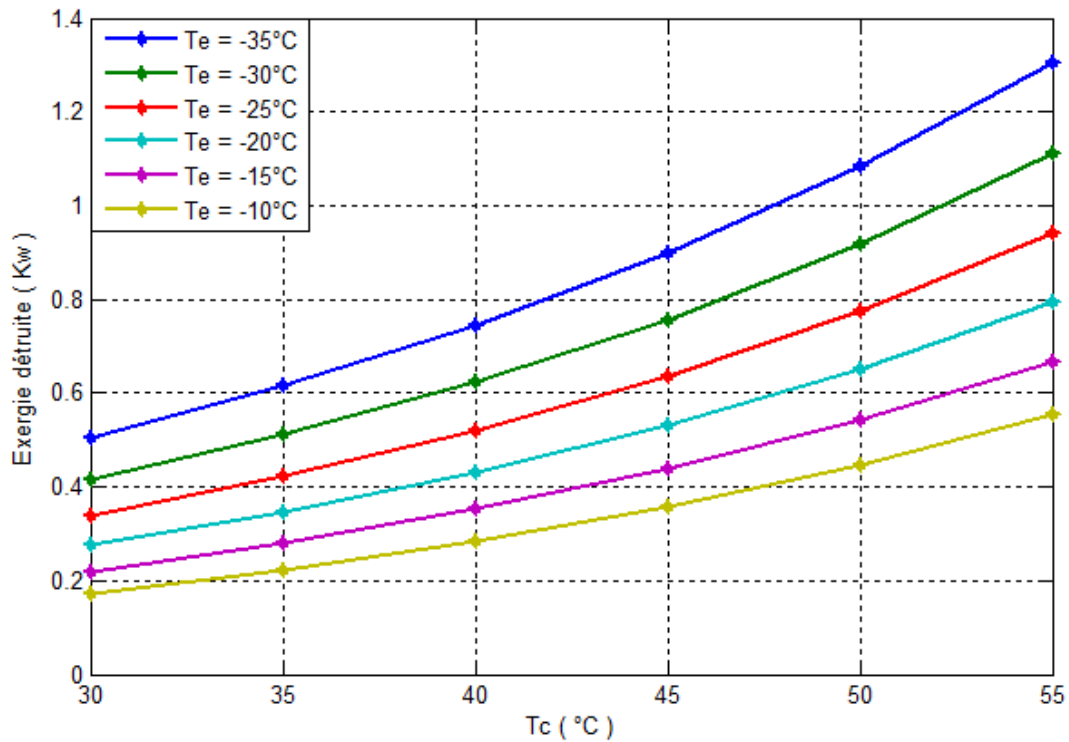


Figure V-6-29: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le détendeur avec le R134A comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw

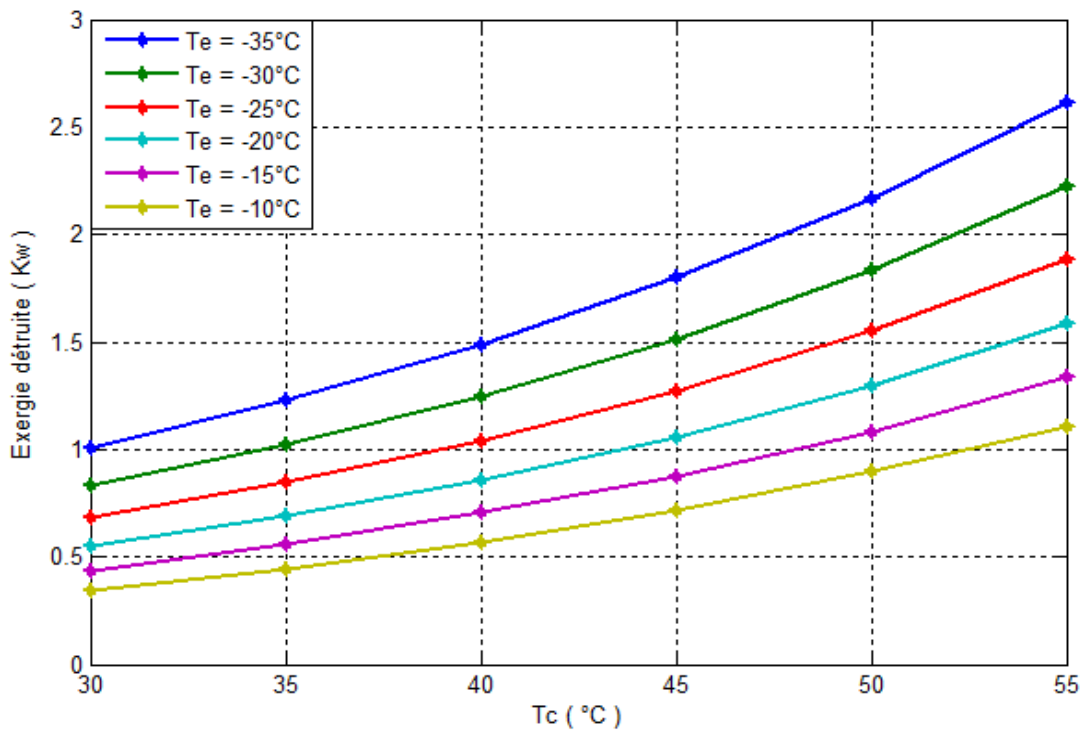


Figure V-6-30: Influence des températures sur l'exergie détruite dans le détendeur avec le R134A comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

Les figures **V-6-29** et **V-6-30** présentent l'évolution de l'exergie détruite dans le détendeur en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour le fluide frigorigène **R134a** avec deux charges frigorifiques 5 et 10 KW.

Donc pour une charge frigorifique de 5 KW et une augmentation de la température de condensation de **30°C** à **55°C** et avec une température d'évaporation de **-35°C**, nous avons une augmentation de l'exergie détruite dans le détendeur de 0.5 à 1.30 KW, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de **-35°C** à **-10°C**, nous avons une diminution de l'exergie détruite dans le détendeur de 0.5 KW à 0.17 KW pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 1.30 KW à 0,56 KW pour $T_c=55^\circ\text{C}$.

- **Evaporateurs :**
- **R410A :**

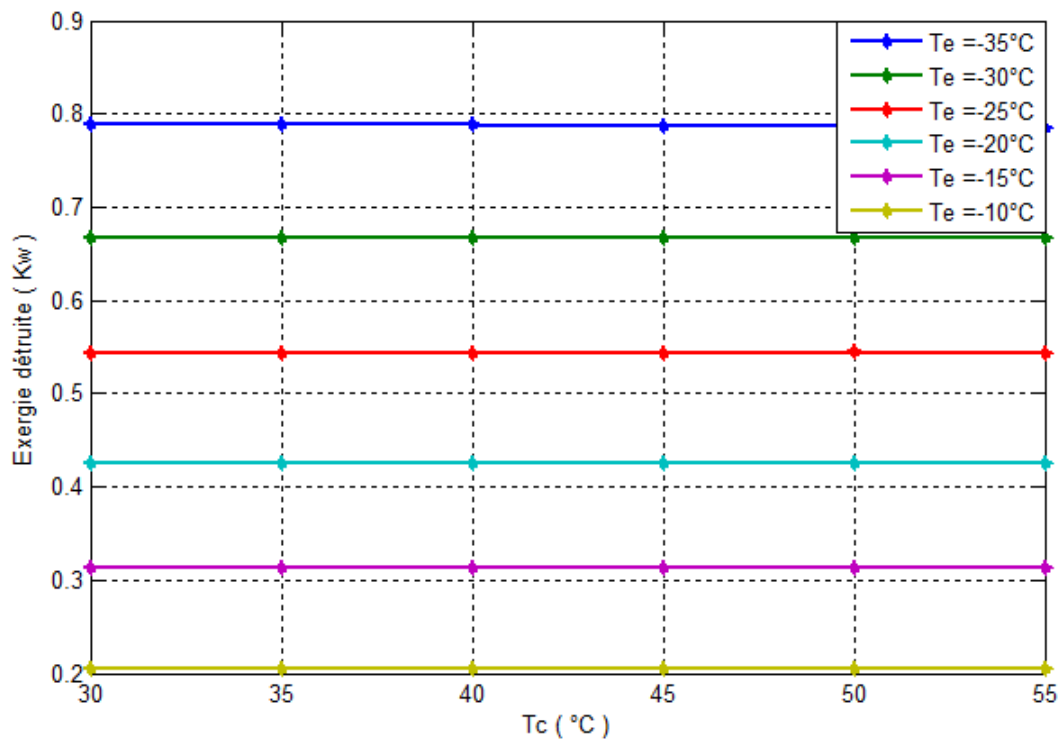


Figure V-6-31: Influence des températures sur l'exergie détruite dans l'évaporateur avec le R410A comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw

Les figures **V-6-31** et **V-6-32** représentent l'évolution de l'exergie détruite dans l'évaporateur en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour le fluide frigorigène **R410A** avec deux charges frigorifiques.

L'évolution de l'exergie détruite dans l'évaporateur est inversement proportionnelle à l'augmentation de la température d'évaporation et elle reste constante avec l'augmentation de la température de condensation.

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

Pour une charge frigorifique de 5 KW et une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -10°C, nous avons une diminution de l'exergie détruite dans l'évaporateur de 0.789 KW à 0.204 KW pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 0.785 KW à 0.204 KW pour $T_c=55^\circ\text{C}$.

Pour une charge frigorifique de 10 KW nous avons la même évolution qu'avec une charge de 5 KW mais avec une augmentation remarquable de l'exergie détruite.

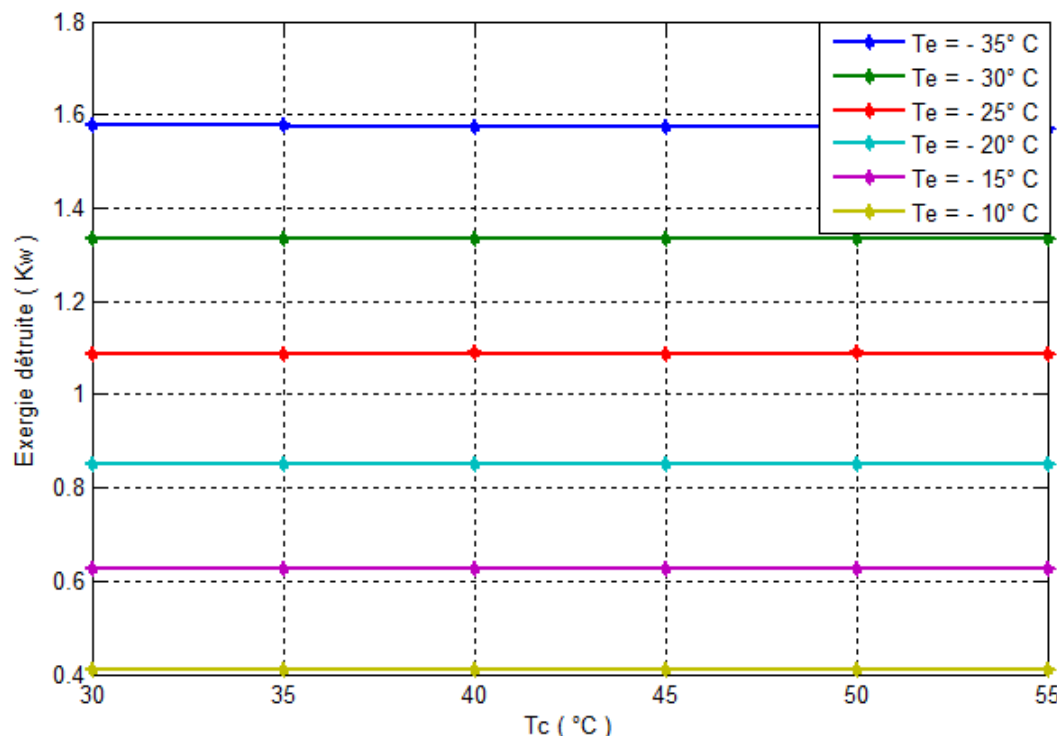


Figure V-6-32: Influence des températures sur l'exergie détruite dans l'évaporateur avec le R410A comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw

- **R22 :**

Les figures V-6-33 et V-6-34 présentent l'évolution de l'exergie détruite dans l'évaporateur en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour le fluide frigorigène R22 avec deux charges frigorifiques.

Pour une charge frigorifique de 5 KW et une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -10°C, nous avons une diminution de l'exergie détruite dans l'évaporateur de 0.799 KW à 0.203 KW pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 0.799 KW à 0.203 KW pour $T_c=55^\circ\text{C}$.

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

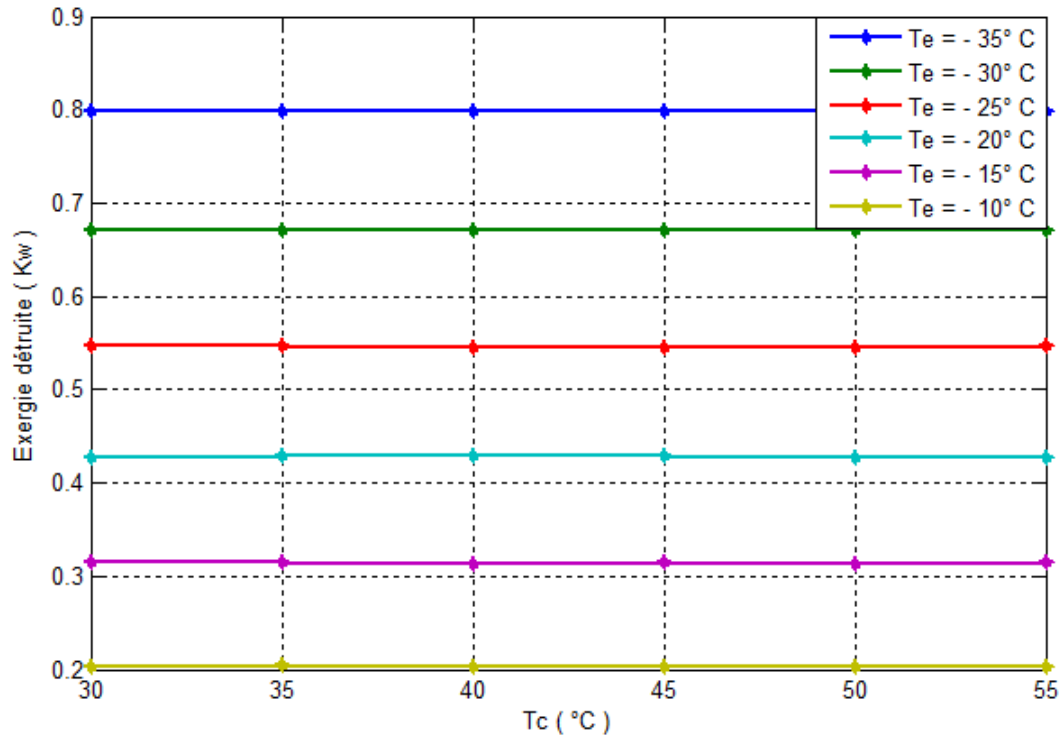


Figure V-6-33: Influence des températures sur l'exergie détruite dans l'évaporateur avec le R22 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw

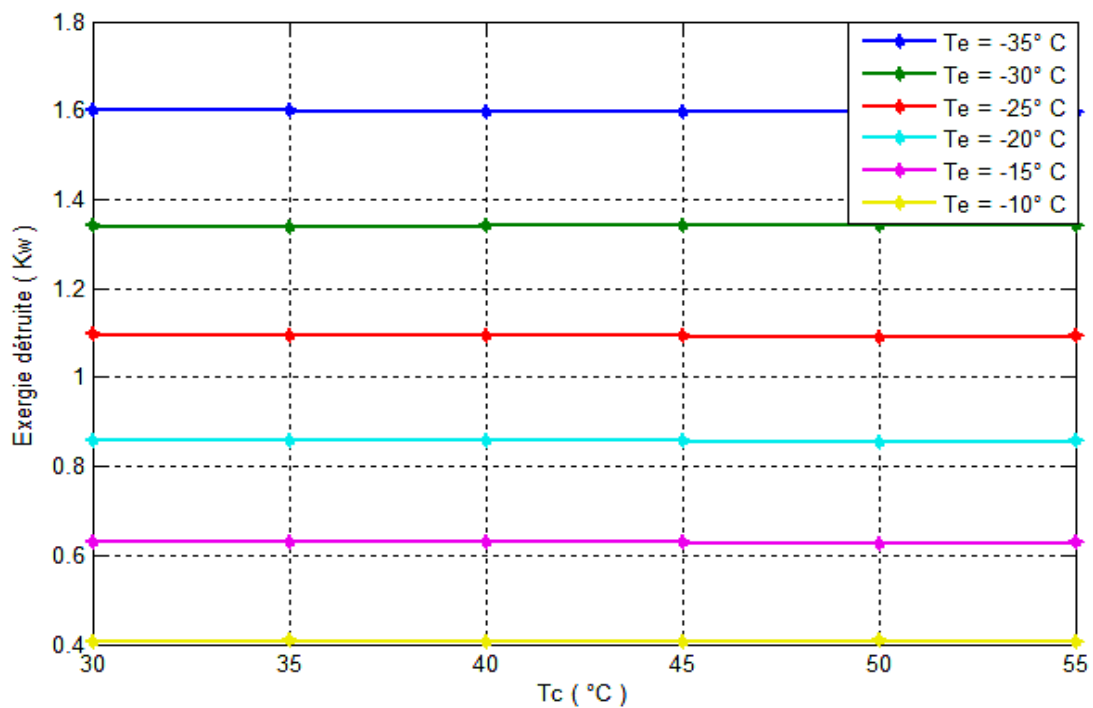


Figure V-6-34: Influence des températures sur l'exergie détruite dans l'évaporateur avec le R22 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw

- **R507 :**

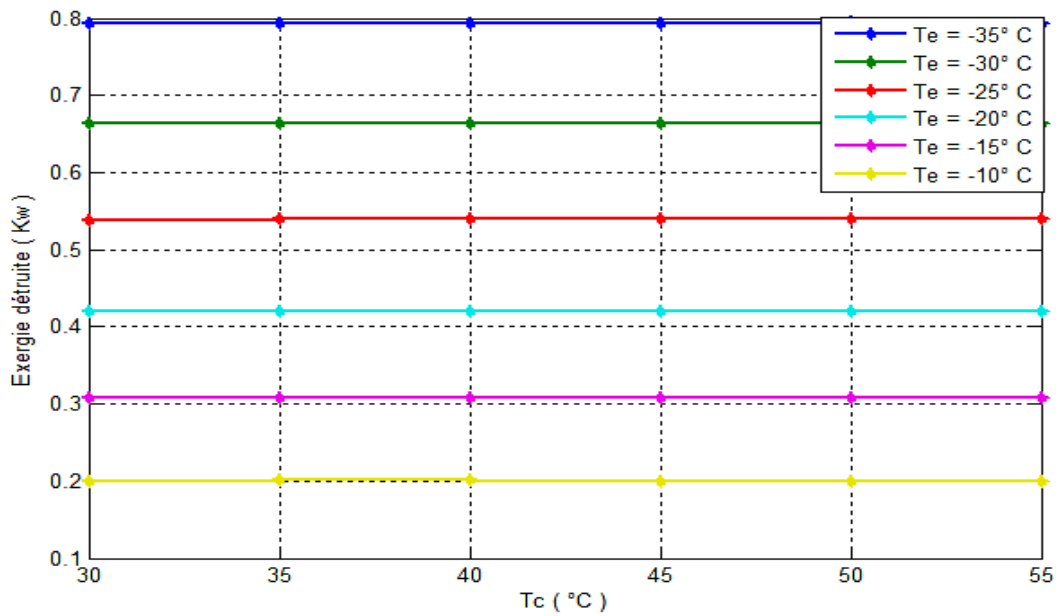


Figure V-6-35: Influence des températures sur l'exergie détruite dans l'évaporateur avec le R507 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw

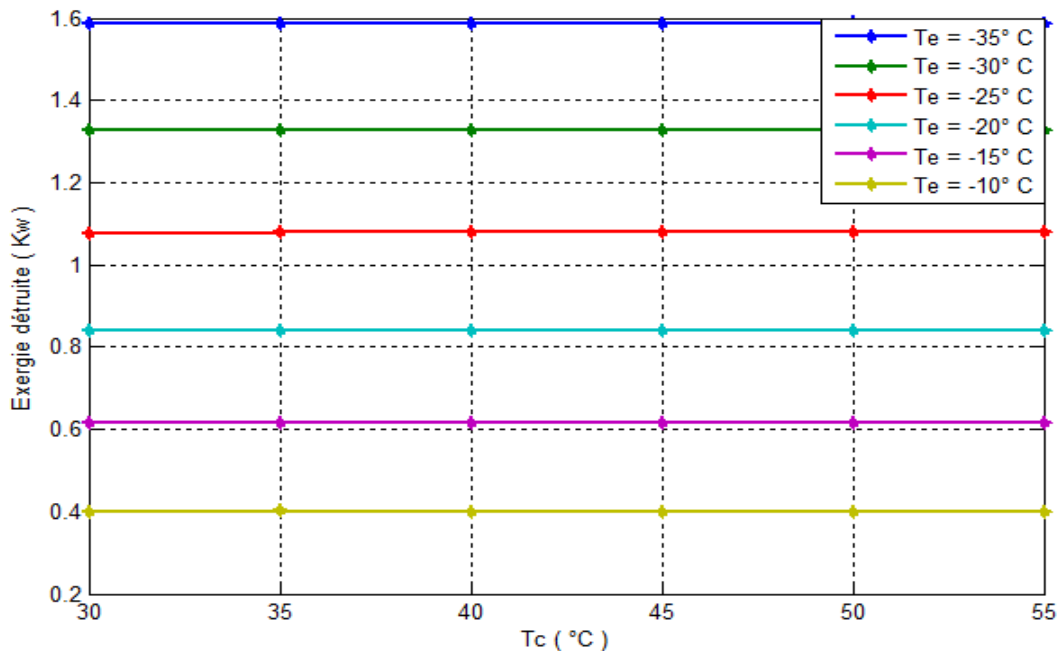


Figure V-6-36: Influence des températures sur l'exergie détruite dans l'évaporateur avec le R507 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw

Les figures **V-6-35** et **V-6-36** présentent l'évolution de l'exergie détruite dans l'évaporateur en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour le fluide frigorigène **R507** avec deux charges frigorifiques 5 et 10 KW.

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

Pour une charge frigorifique de 5 KW et une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -10°C , nous avons une diminution de l'exergie détruite dans l'évaporateur de 0.793 KW à 0.2 KW pour $T_c=30^{\circ}\text{C}$ et de 0.793 KW à 0.2 KW pour $T_c=55^{\circ}\text{C}$.

- **R12 :**

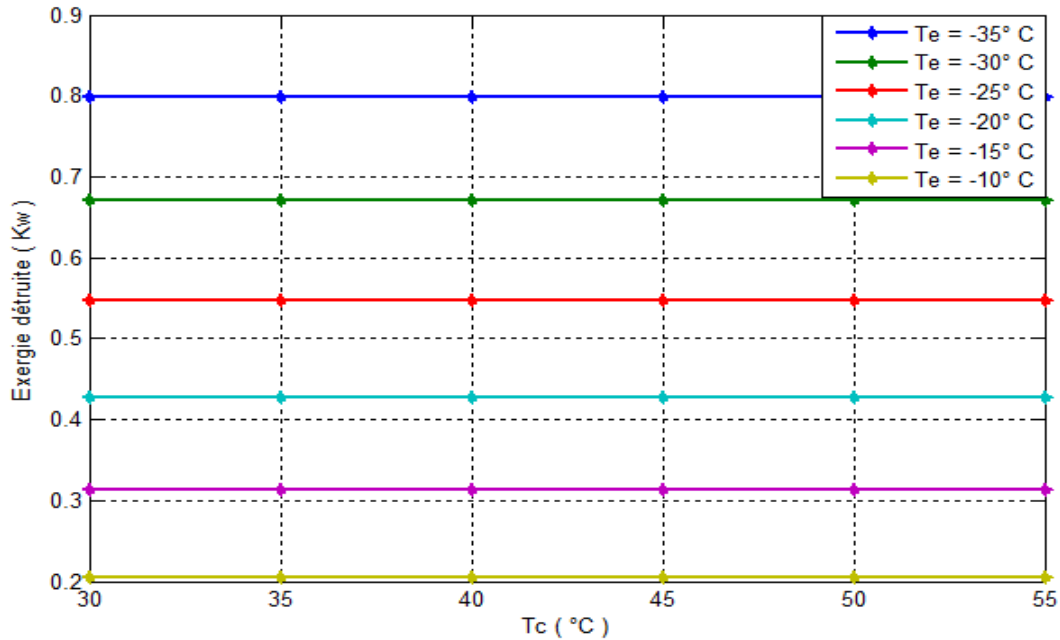


Figure V-6-37: Influence des températures sur l'exergie détruite dans l'évaporateur avec le R12 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw

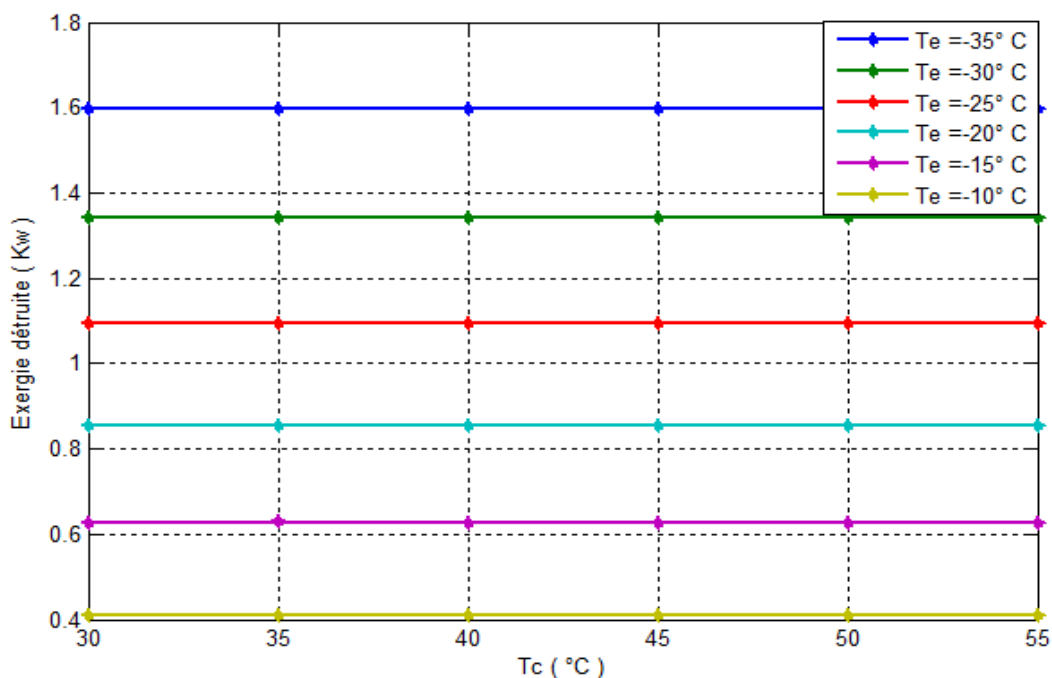


Figure V-6-38: Influence des températures sur l'exergie détruite dans l'évaporateur avec le R12 comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

Les figures **V-6-37** et **V-6-38** présentent l'évolution de l'exergie détruite dans l'évaporateur en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour le fluide frigorigène **R12** avec deux charges frigorifiques 5 et 10 KW.

Pour une charge frigorifique de 5 KW et une augmentation de la température d'évaporation de **-35°C** à **-10°C**, nous avons une diminution de l'exergie détruite dans l'évaporateur de 0.798 KW à 0.204 KW pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 0.799 KW à 0.204 KW pour $T_c=55^\circ\text{C}$.

- **R134A** :

Les figures **V-6-39** et **V-6-40** représentent l'évolution de l'exergie détruite dans l'évaporateur en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour le fluide frigorigène **R134a** avec deux charges frigorifiques.

Pour une charge frigorifique de 5 KW et une augmentation de la température d'évaporation de **-35°C** à **-10°C**, nous avons une diminution de l'exergie détruite dans l'évaporateur de 0.804 KW à 0.203 KW pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 0.804 KW à 0.203 KW pour $T_c=55^\circ\text{C}$.

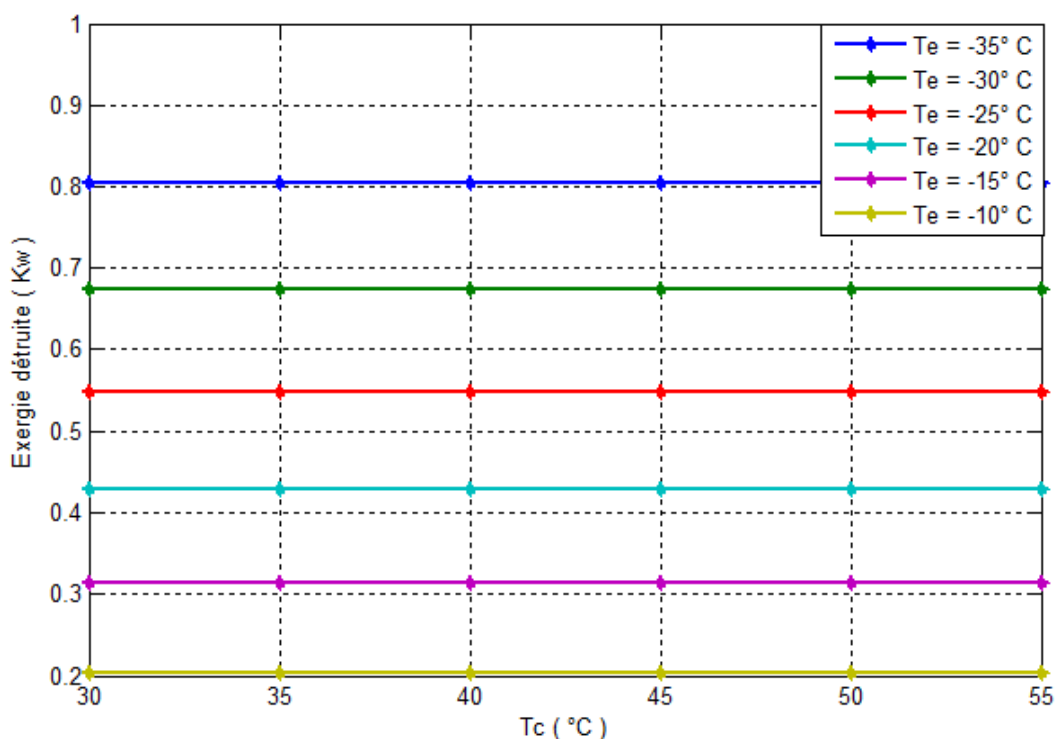


Figure V-6-39: Influence des températures sur l'exergie détruite dans l'évaporateur avec le R134A comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 5Kw

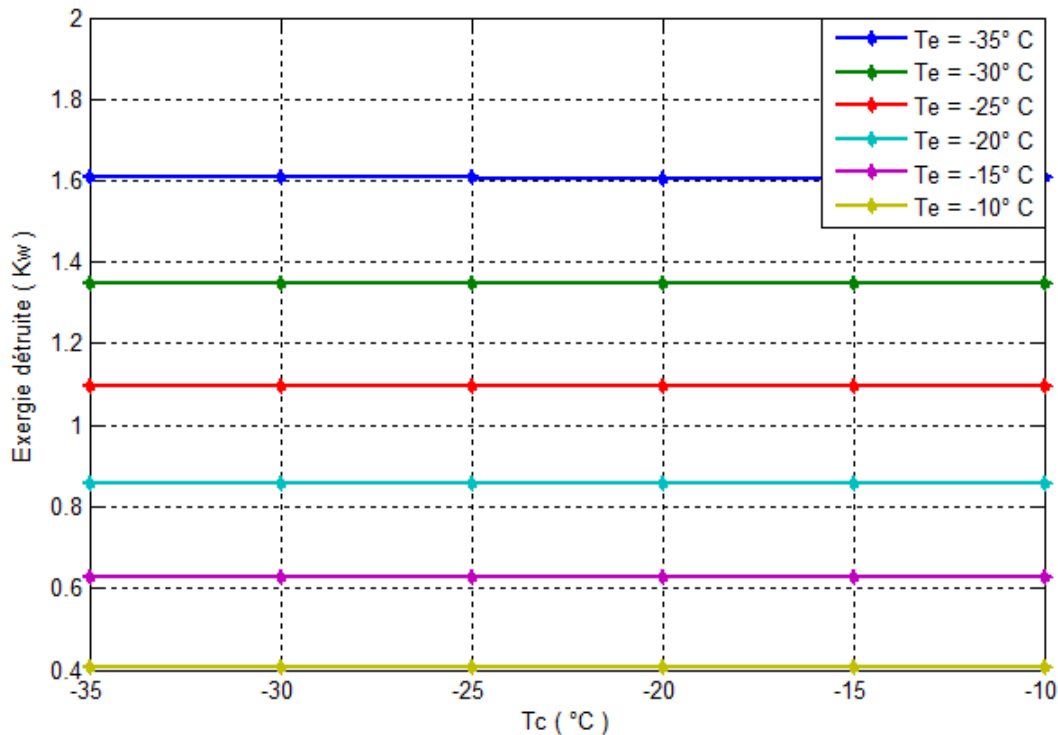


Figure V-6-40: Influence des températures sur l'exergie détruite dans l'évaporateur avec le R134A comme fluide frigorigène pour une charge frigorifique de 10Kw

Conclusion :

Pour conclure, l'évolution de l'exergie détruite est due à l'entropie du système et de son environnement, qui ne peut qu'augmenter au cours d'une transformation réelle, non réversible, ce qui fait que l'exergie détruite augmente au cours d'une transformation réelle.

V-7 Influence des températures sur le rendement exergetique :

On présente ci-dessous la variation du rendement exergetique dans tous les composants du système en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour tous les fluides frigorigènes.

- **Compresseur :**

Les figures V-7-1 à V-7-5 représentent l'évolution du rendement exergetique dans le compresseur en fonction des températures de condensations et d'évaporations (T_c et T_e) des fluides frigorigènes utilisés.

L'évolution du rendement exergetique est directement proportionnelle à l'augmentation de la température de condensation (T_c) et elle est inversement proportionnelle à l'augmentation de la température d'évaporation (T_e) ce qui nous donne une augmentation du rendement exergetique avec l'augmentation de la température de condensation (T_c) et la diminution du rendement exergetique avec l'augmentation de la température d'évaporation.

- **R410A :**

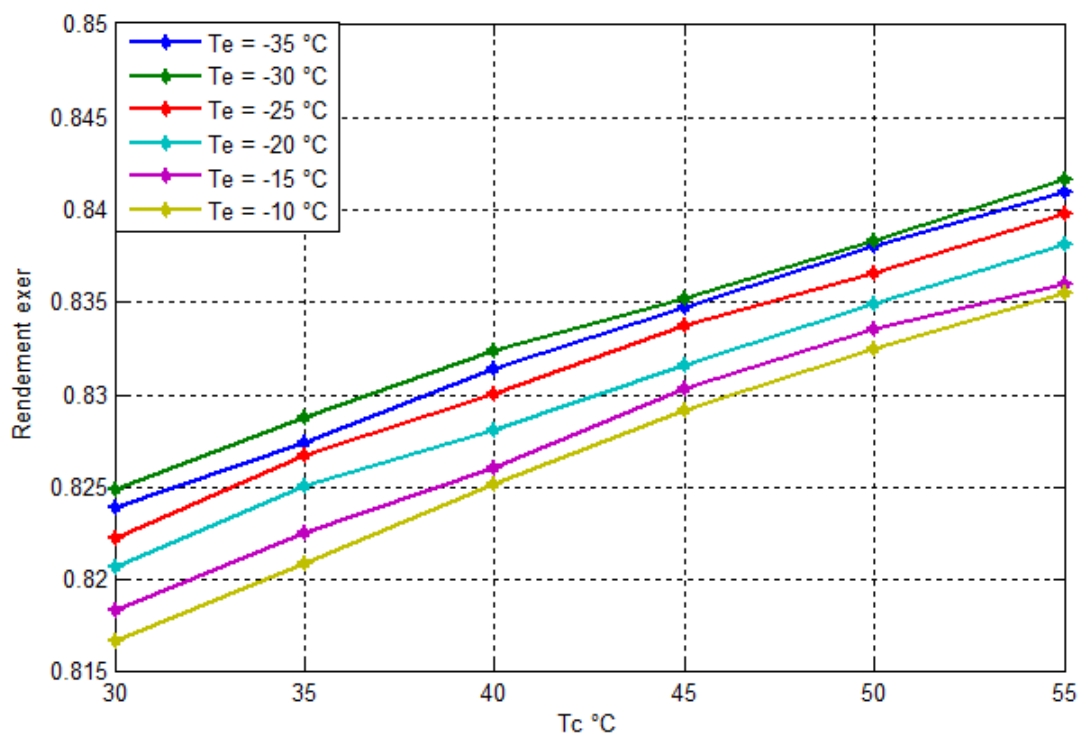


Figure V-7-1 : influence des températures sur le rendement exergetique du compresseur avec le R410A comme fluide frigorigène.

Pour une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C, et avec une température d'évaporation de -35° C nous avons une augmentation du rendement exergetique dans le compresseur de 0,823 à 0,84, tandis qu'avec les mêmes paramètres et avec une augmentation de la température d'évaporation de -35° C à -10° C, nous avons une diminution du rendement exergetique de 0,823 à 0,816 pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 0.84 à 0,83 pour $T_c=55^\circ\text{C}$. L'évolution du rendement exergetique est directement liée à l'évolution de l'exergie détruite.

- **R22 :**

Avec l'augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35° C, nous obtenons une augmentation du rendement exergetique dans le compresseur de 0,83 à 0,845, par contre avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35° C à -10° C, nous avons une diminution du rendement exergetique de 0,83 à 0,817 pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 0.845 à 0,835 pour $T_c=55^\circ\text{C}$. L'évolution du rendement exergetique est directement liée à l'évolution de l'exergie détruite.

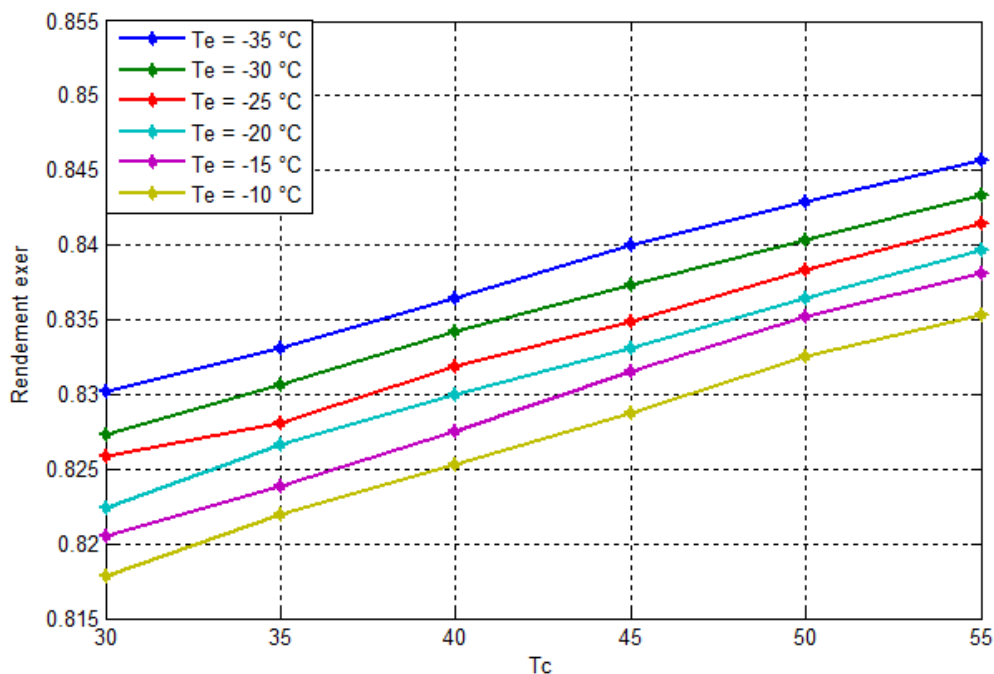


Figure V-7-2 : influence des températures sur le rendement exergetique du compresseur avec le R22 comme fluide frigorigène.

- **R507 :**

Dans la figure V-7-3 l'augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et la température d'évaporation de l'ordre de -35° C, nous avons une augmentation du rendement exergetique dans le compresseur de 0,811 à 0,827, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35° C à -10° C, nous avons une diminution du rendement exergetique de 0,811 à 0,806 pour T_c=30° C et de 0.827 à 0,824 pour T_c=55° C. L'évolution du rendement exergetique est directement liée à l'évolution de l'exergie détruite.

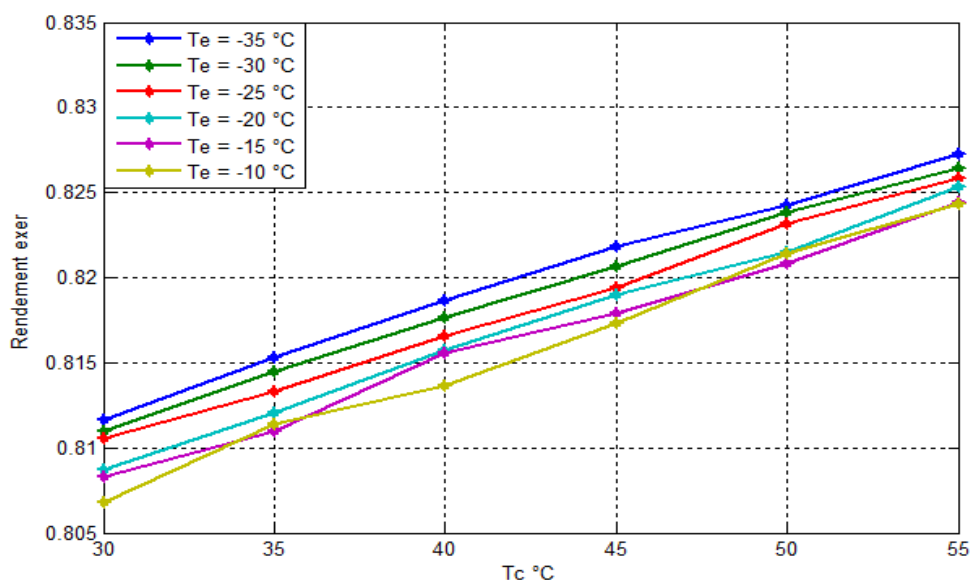


Figure V-7-3 : influence des températures sur le rendement exergetique du compresseur avec le R507 comme fluide frigorigène.

- **R12 :**

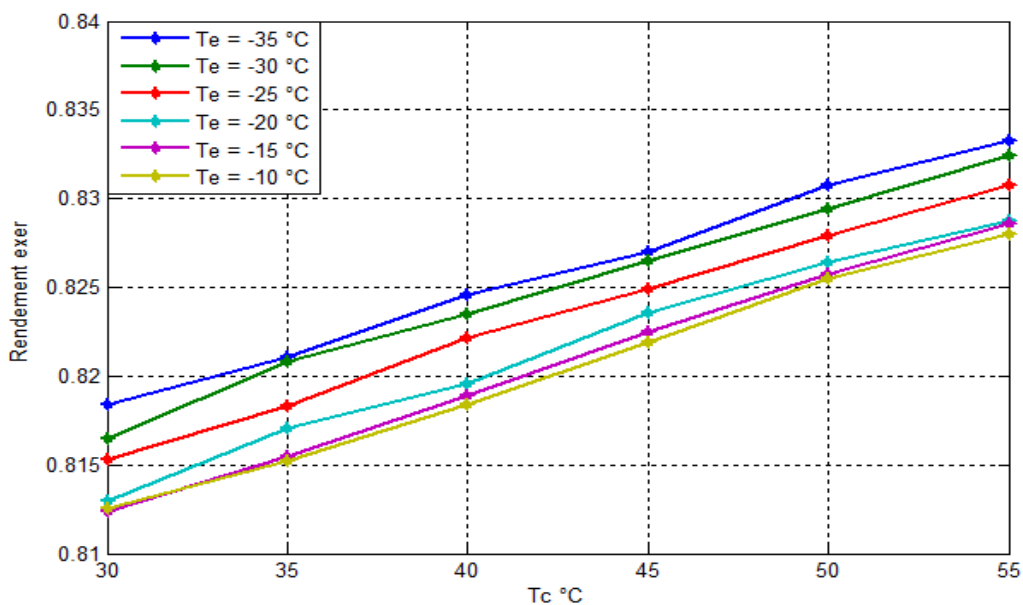


Figure V-7-4 : influence des températures sur le rendement exergetique du compresseur avec le R12 comme fluide frigorigène

Dans la figure V-7-4 nous avons une augmentation du rendement exergetique dans le compresseur de 0,818 à 0,833, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35° C à -10° C, nous avons une diminution du rendement exergetique de 0,818 à 0,812 pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 0.833 à 0,827 pour $T_c=55^\circ\text{C}$ et ce pour une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35° C. L'évolution du rendement exergetique est directement liée à l'évolution de l'exergie détruite.

- **R134a**

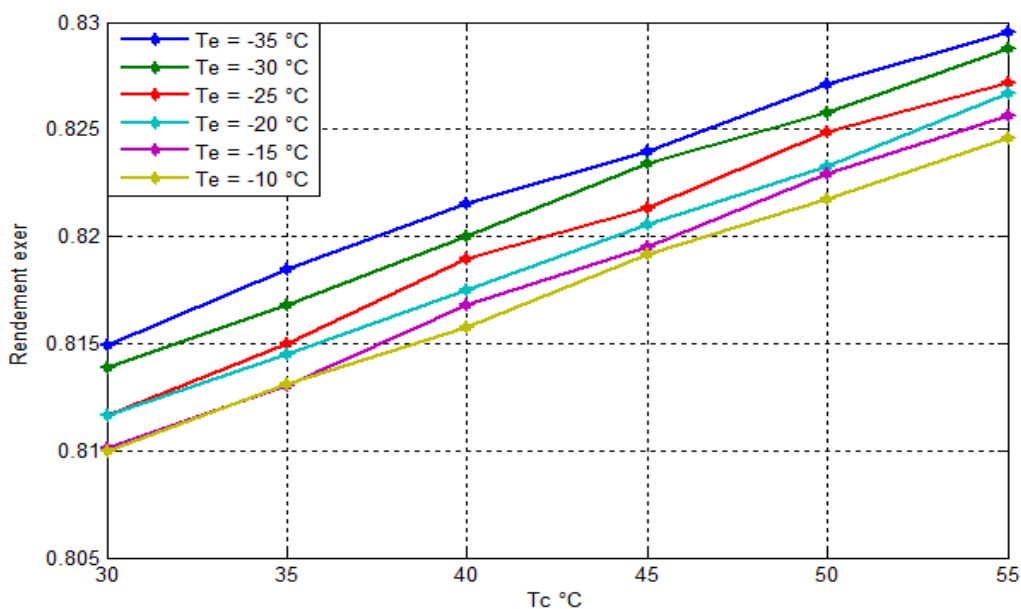


Figure V-7-5 : influence des températures sur le rendement exergetique du compresseur avec le R134a comme fluide frigorigène

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

Dans la figure V-7-5, nous avons une augmentation du rendement exergetique dans le compresseur de 0,814 à 0,829, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -10°C , nous avons une diminution du rendement exergetique de 0,814 à 0,809 pour $T_c=30^{\circ}\text{C}$ et de 0,829 à 0,824 pour $T_c=55^{\circ}\text{C}$ et ce avec les mêmes variations de la température d'évaporation et de condensation. L'évolution du rendement exergetique est directement liée à l'évolution de l'exergie détruite.

- **Condenseur :**

Les figures V-7-6 à V-7-10 représentent l'évolution du rendement exergetique en fonction des températures de condensations et d'évaporations (T_c et T_e).

On note que l'évolution du rendement exergetique est directement proportionnelle à l'augmentation de la température d'évaporation (T_e), et elle est inversement proportionnelle à l'augmentation de la température de condensation (T_c), ce qui implique une augmentation du rendement exergetique avec l'augmentation de la température d'évaporation et la diminution du rendement exergetique avec l'augmentation de la température de condensation.

- **R410A :**

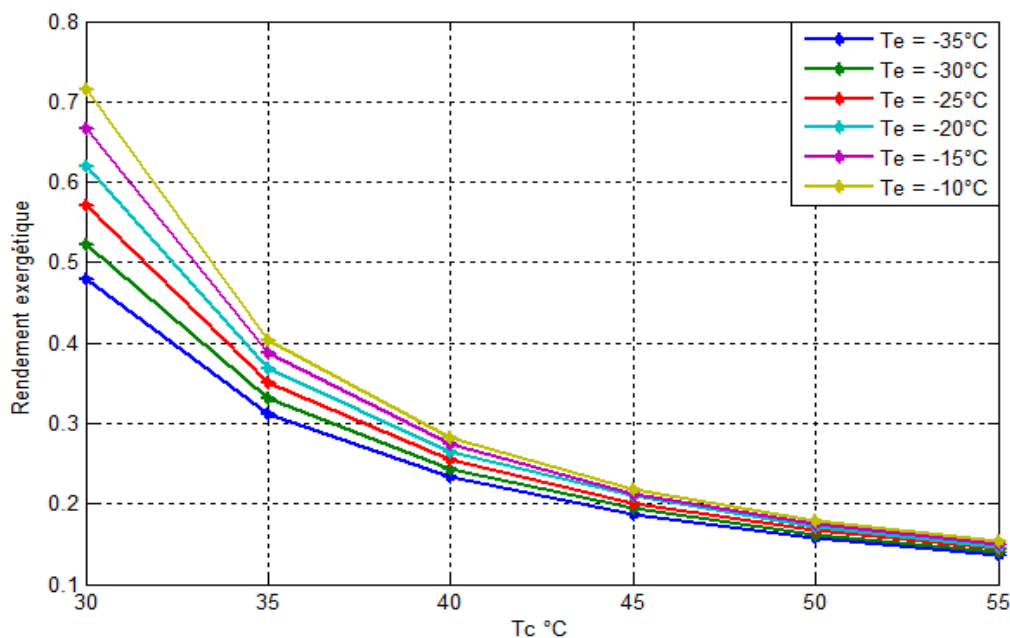


Figure V-7-6 : influence des températures sur le rendement exergetique du condenseur avec le R410A comme fluide frigorigène

Pour une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35°C , on constate une diminution du rendement exergetique dans le condenseur de 0,478 à 0,135, par contre avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -10°C , nous avons une augmentation du rendement exergetique de 0,478 à 0,714 pour $T_c=30^{\circ}\text{C}$ et de 0,135 à 0,153 pour $T_c=55^{\circ}\text{C}$.

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

- **R22 :**

Dans la figure V-7-7 on obtient une diminution du rendement éxergétique dans le condenseur de 0,492 à 0,141, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -10°C , nous avons une augmentation du rendement éxergétique de 0,492 à 0,743 pour $T_c=30^{\circ}\text{C}$ et de 0,141 à 0,16 pour $T_c=55^{\circ}\text{C}$ et ce pour une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35°C .

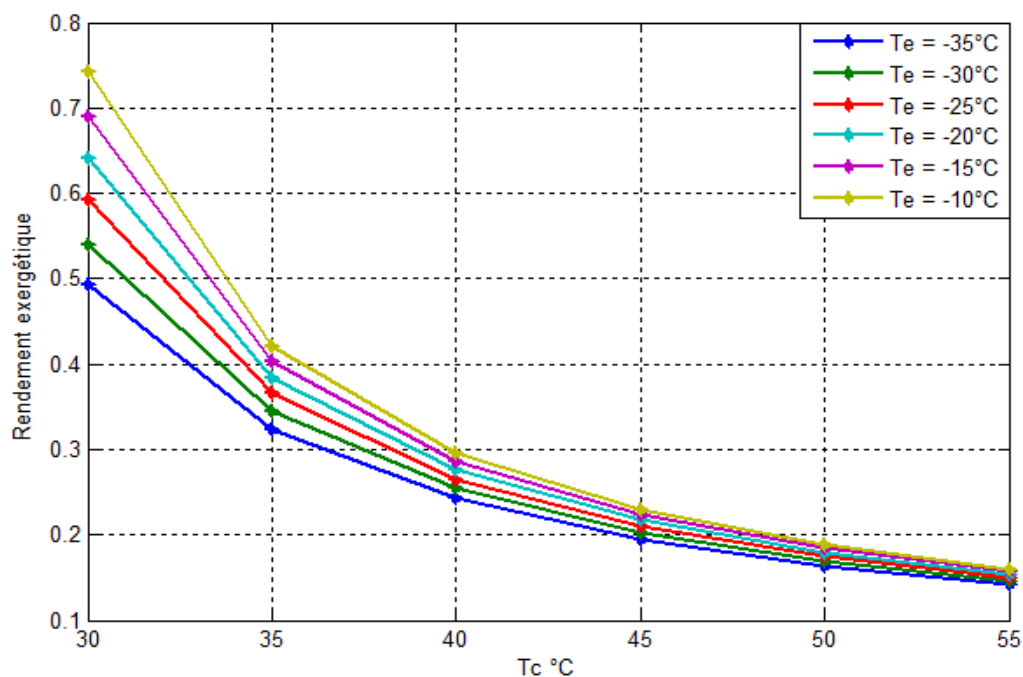


Figure V-7-7 : influence des températures sur le rendement éxergétique du condenseur avec le R22 comme fluide frigorigène

- **R507 :**

Nous avons une diminution du rendement éxergétique dans le condenseur de 0,799 à 0,162, par contre avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -10°C , nous avons une augmentation du rendement éxergétique de 0,799 à 0,923 pour $T_c=30^{\circ}\text{C}$ et de 0,162 à 0,167 pour $T_c=55^{\circ}\text{C}$, pour une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35°C . L'évolution du rendement éxergétique est directement liée à l'évolution de l'exergie détruite.

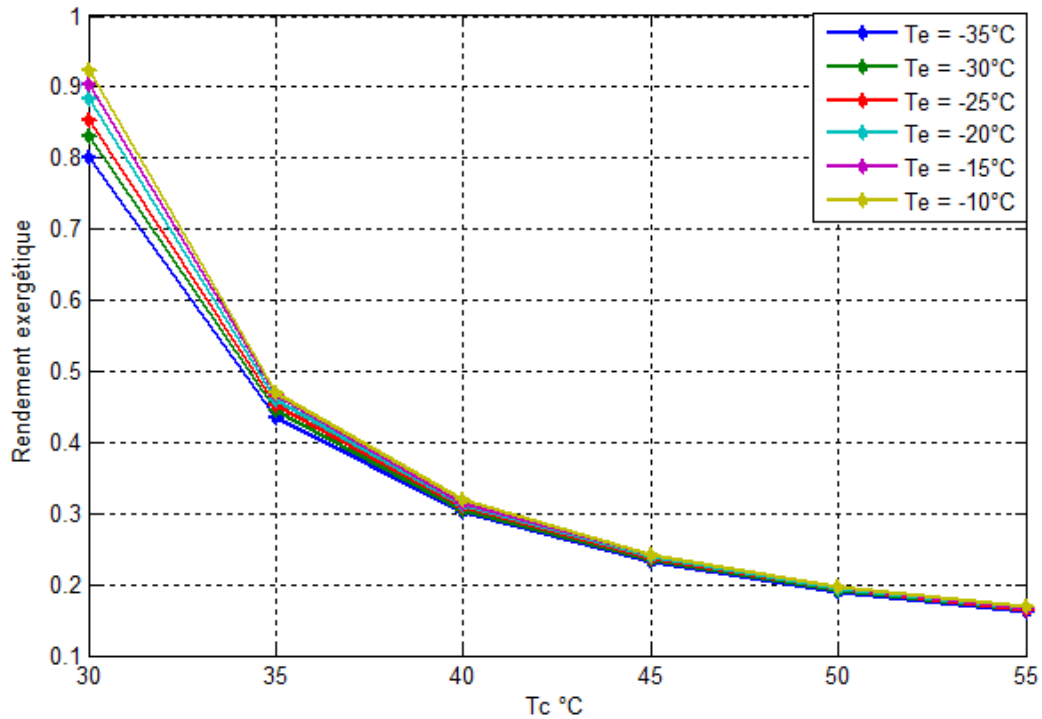


Figure V-7-8: influence des températures sur le rendement exergetique du condenseur avec le R507 comme fluide frigorigène

- **R12 :**

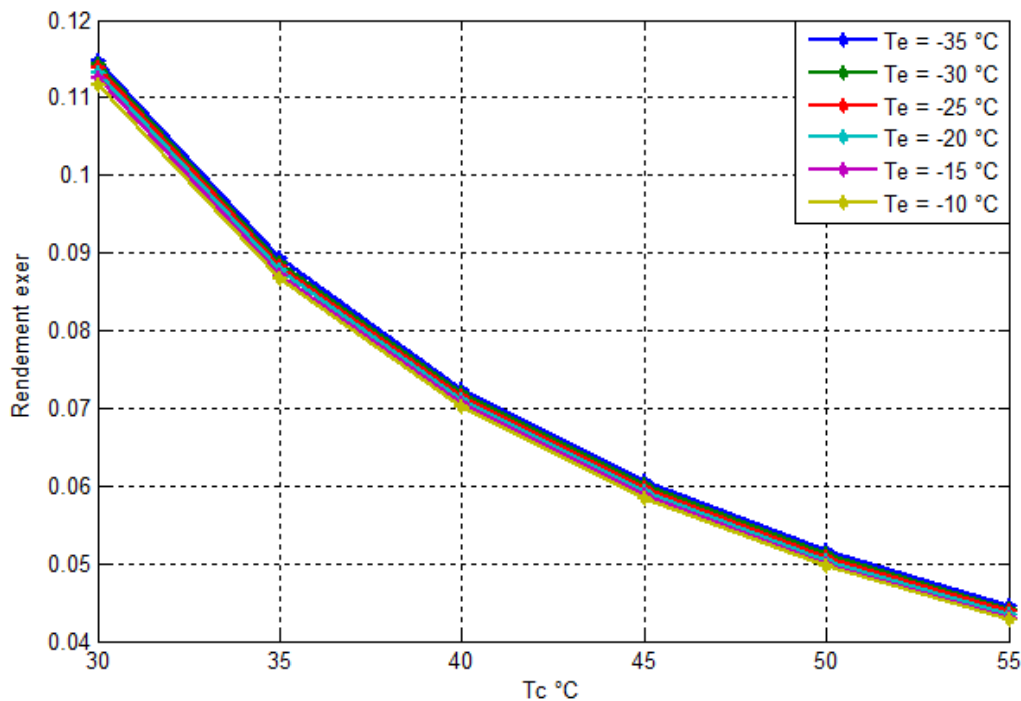


Figure V-7-9: influence des températures sur le rendement exergetique du condenseur avec le R12 comme fluide frigorigène

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

Dans la figure V-7-9, pour une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35° C nous avons une diminution du rendement exergetique dans le condenseur de 0,114 à 0,044, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35° C à -10° C, nous avons une diminution du rendement exergetique de 0,114 à 0,111 pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 0,044 à 0,042 pour $T_c=55^\circ\text{C}$. L'évolution du rendement exergetique est directement liée à l'évolution de l'exergie détruite.

- **R134a :**

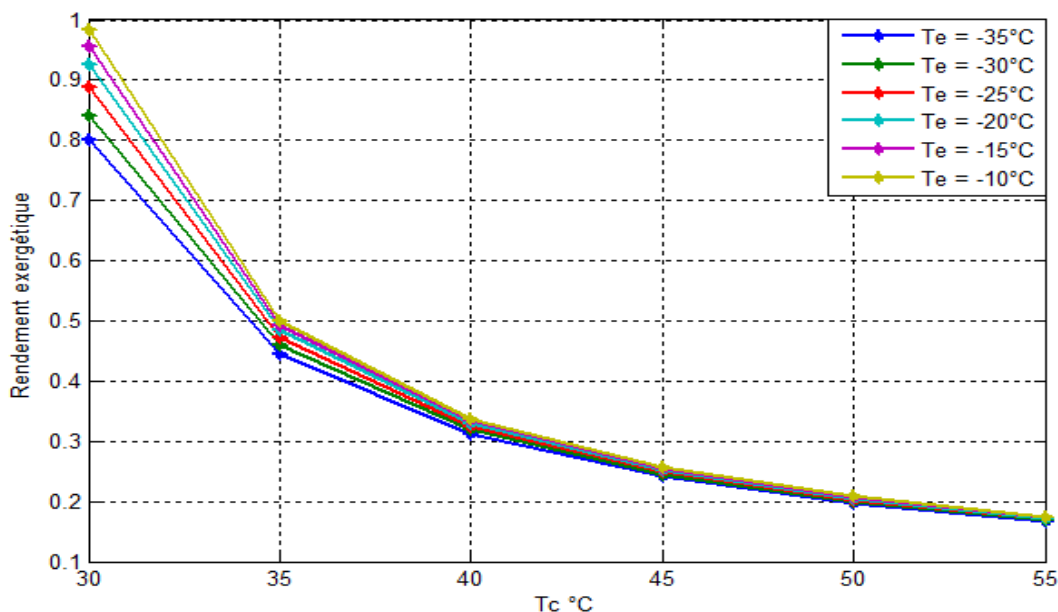


Figure V-7-10: influence des températures sur le rendement exergetique du condenseur avec le R134a comme fluide frigorigène

Pour une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35° C nous avons une diminution du rendement exergetique dans le condenseur de 0,799 à 0,167, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35° C à -10° C, nous avons une augmentation du rendement exergetique de 0,799 à 0,983 pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 0,167 à 0,175 pour $T_c=55^\circ\text{C}$. L'évolution du rendement exergetique est directement liée à l'évolution de l'exergie détruite.

- **Evaporateur :**

Les figures V-7-11 à V-7-15 représentent l'évolution du rendement exergetique en fonction des températures de condensations et d'évaporations (T_c et T_e) des fluides frigorigènes étudiés.

On constate que l'évolution du rendement exergetique est proportionnelle à l'augmentation de la température d'évaporation (T_e) ce qui nous donne une augmentation du rendement exergetique avec l'augmentation de la température d'évaporation (T_e) et il reste pratiquement constant avec l'augmentation de la température de condensation (T_c) et cela est due à l'évolution de l'exergie détruite.

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

-Dans la figure V-7-11, pour une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et pour différentes valeurs de la température d'évaporation nous avons un rendement exergetique constant, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35° C à -10° C, nous avons une augmentation du rendement exergetique de 0,367 à 0,691 pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 0.368 à 0,691 pour $T_c=55^\circ\text{C}$.

-Dans la figure V-7-12, pour une augmentation de la température d'évaporation de -35° C à -10° C, nous avons une augmentation du rendement exergetique de 0,364 à 0,692 pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 0.364 à 0,692 pour $T_c=55^\circ\text{C}$ et il reste constant avec l'augmentation de T_c .

-La figure V-7-13, nous donne pour une augmentation de la température d'évaporation de -35° C à -10°C une augmentation du rendement exergetique de 0,365 à 0,695 pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 0.365 à 0,695 pour $T_c=55^\circ\text{C}$.

-La figure V-7-14, nous donne pour une augmentation de la température d'évaporation de -35° C à -10° C une augmentation du rendement exergetique de 0,364 à 0,691 pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 0.364 à 0,691 pour $T_c=55^\circ\text{C}$.

-Dans la figure V-7-15, pour une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et pour différentes valeurs de la température d'évaporation nous avons un rendement exergetique constant, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35° C à -10° C, nous avons une augmentation du rendement exergetique de 0,362 à 0,692 pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 0.362 à 0,691 pour $T_c=55^\circ\text{C}$.

• R410A :

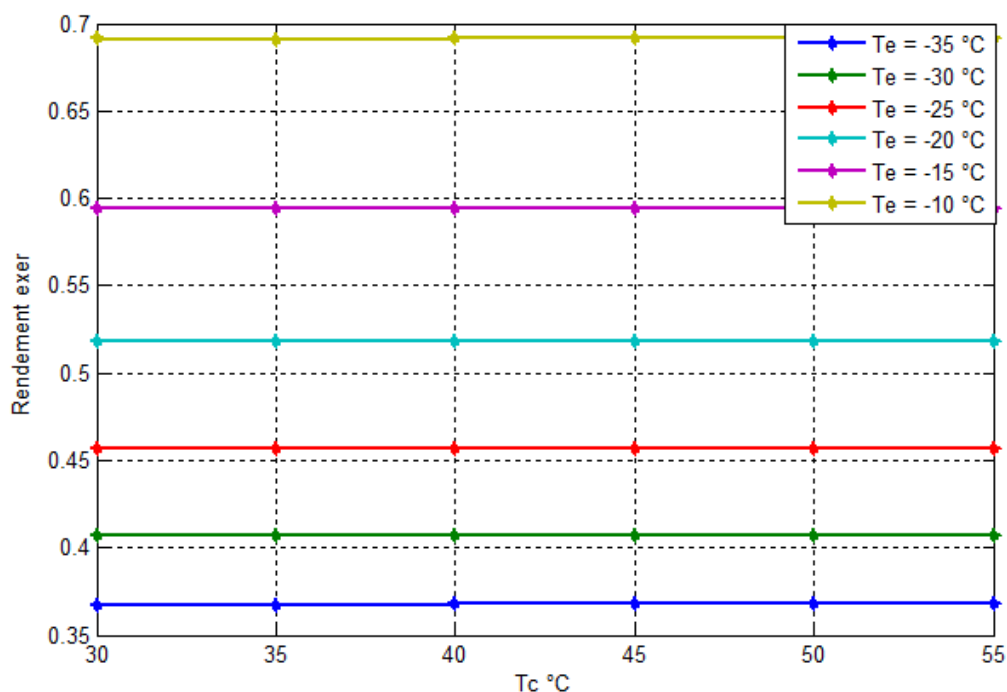


Figure V-7-11 : influence des températures sur le rendement exergetique de l'évaporateur avec le R410A comme fluide frigorigène

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

- **R22 :**

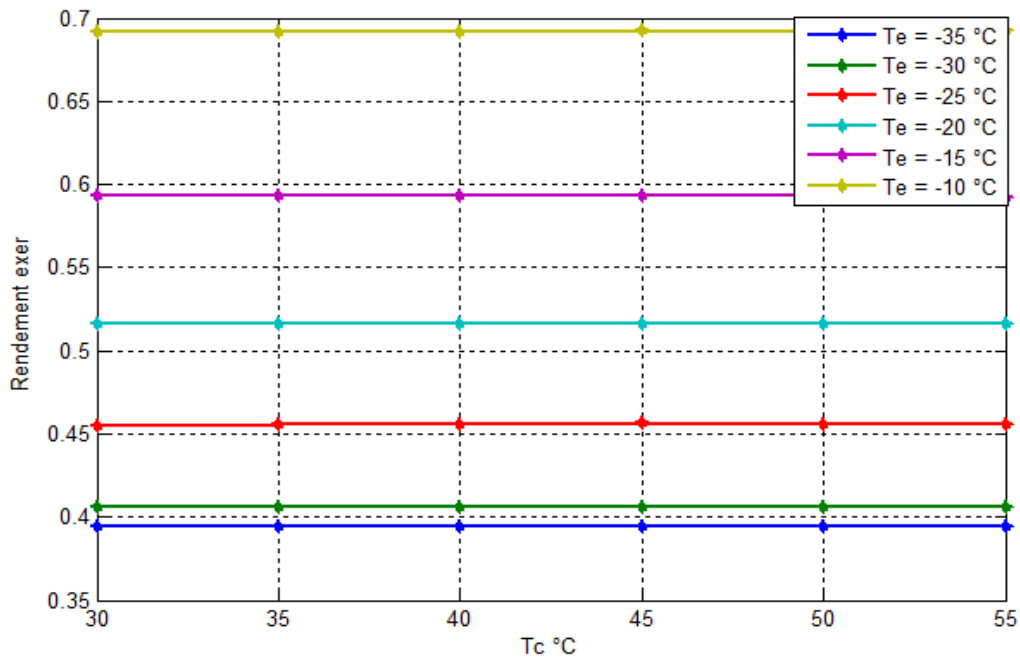


Figure V-7-12 : influence des températures sur le rendement exergetique de l'évaporateur avec le R22 comme fluide frigorigène

- **R507 :**

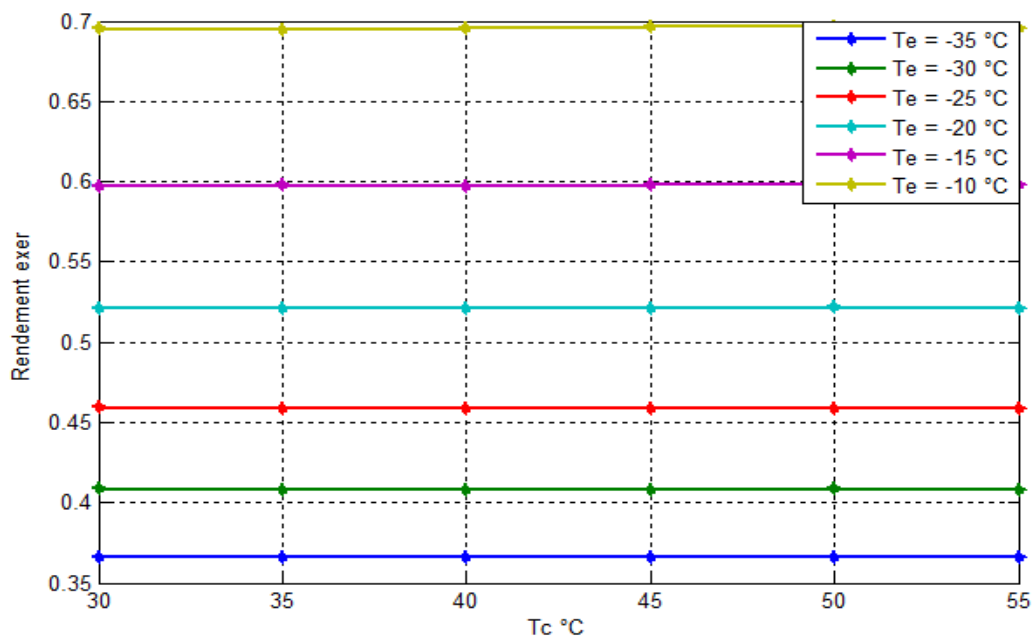


Figure V-7-13 : influence des températures sur le rendement exergetique de l'évaporateur avec le R507 comme fluide frigorigène

- **R12 :**

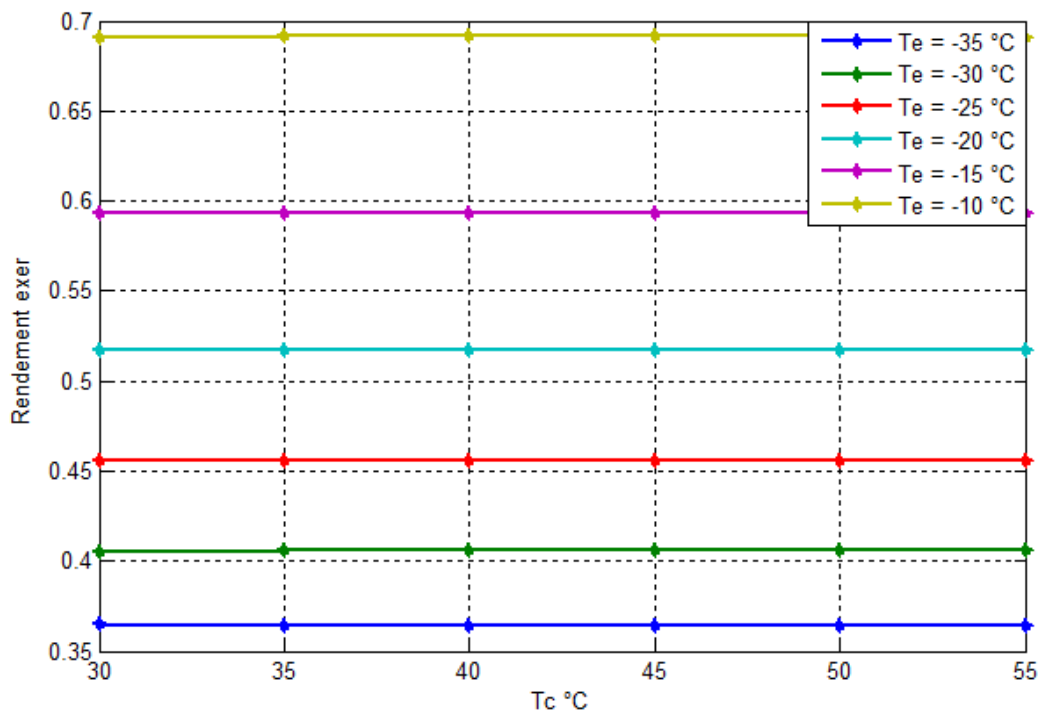


Figure V-7-14 : influence des températures sur le rendement exergetique de l'évaporateur avec le R12 comme fluide frigorigène

- **R134a :**

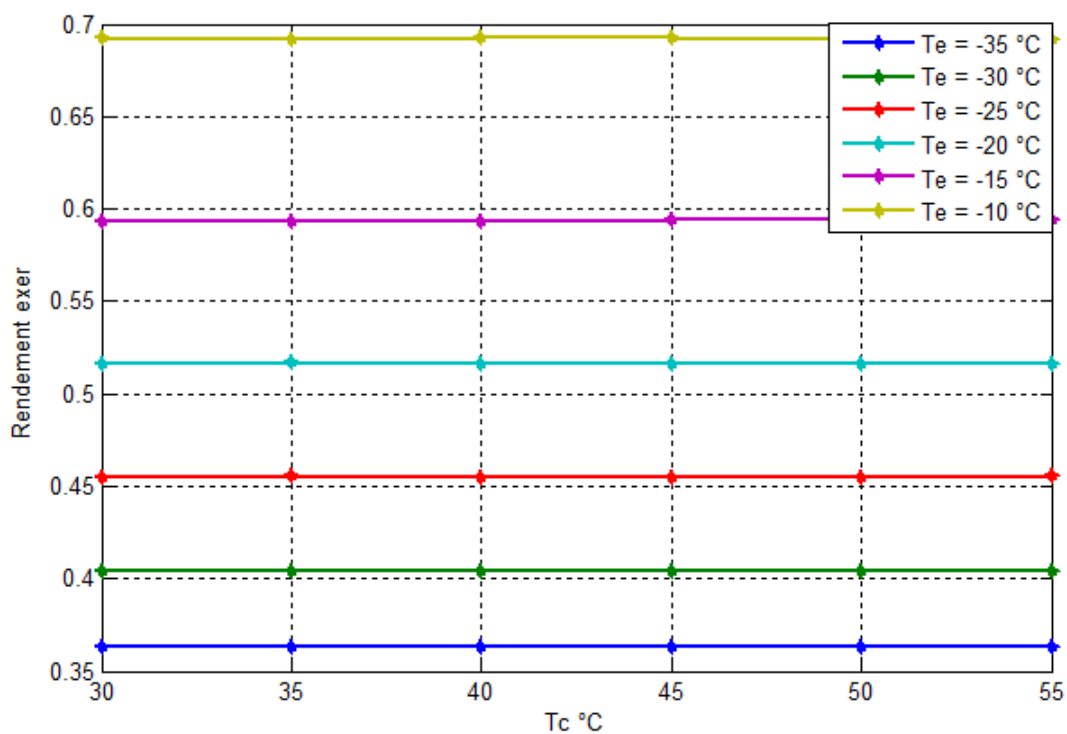


Figure V-7-15 : influence des températures sur le rendement exergetique de l'évaporateur avec le R134a comme fluide frigorigène

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

V-8 Influence des températures sur le rendement exergetique global :

On présente la variation du rendement exergetique global de notre installation en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour différents fluides frigorigènes.

Les figures V-8-1 à V-8-5 montrent l'évolution du rendement exergetique global en fonction des températures de condensations et d'évaporations pour les fluides frigorigènes étudiés.

On remarque que l'évolution du rendement exergetique global 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 V-8-1 : Pour une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35°C nous avons une diminution du rendement exergetique global de 0.224 à 0.118, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -10°C, nous avons une augmentation du rendement exergetique global de 0.224 à 0.453 pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 0.118 à 0.211 pour $T_c=55^\circ\text{C}$.

- Figure V-8-2 : Avec l'augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35°C nous obtenons une diminution du rendement exergetique global de 0.24 à 0.143, par contre avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -10°C, nous avons une augmentation du rendement exergetique global de 0.24 à 0.479 pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 0.142 à 0.248 pour $T_c=55^\circ\text{C}$.

- Figure V-8-3 : Nous avons une diminution du rendement exergetique global de 0.207 à 0.091 pour une température d'évaporation de -35 °C et pour l'augmentation de la température de condensation de 30 °C à 55 °C, par contre avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -10°C, nous avons une augmentation du rendement exergetique global de 0.207 à 0.435 KW pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 0.091 à 0.181 pour $T_c=55^\circ\text{C}$.

- Figure V-8-4 : L'augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et la température d'évaporation égale à -35°C, nous avons une diminution du rendement exergetique global de 0.24 à 0.141, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -10°C, nous avons une augmentation du rendement exergetique global de 0.24 à 0.483 pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 0.141 à 0.25 pour $T_c=55^\circ\text{C}$.

- Figure V-8-5 : Pour une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C et avec une température d'évaporation de -35°C nous avons une diminution du rendement exergetique global de 0.232 à 0.13, tandis qu'avec les mêmes paramètres et une augmentation de la température d'évaporation de -35°C à -10°C, nous avons une augmentation du rendement exergetique global de 0.232 à 0.474 pour $T_c=30^\circ\text{C}$ et de 0.13 à 0.237 pour $T_c=55^\circ\text{C}$.

• **R410A :**

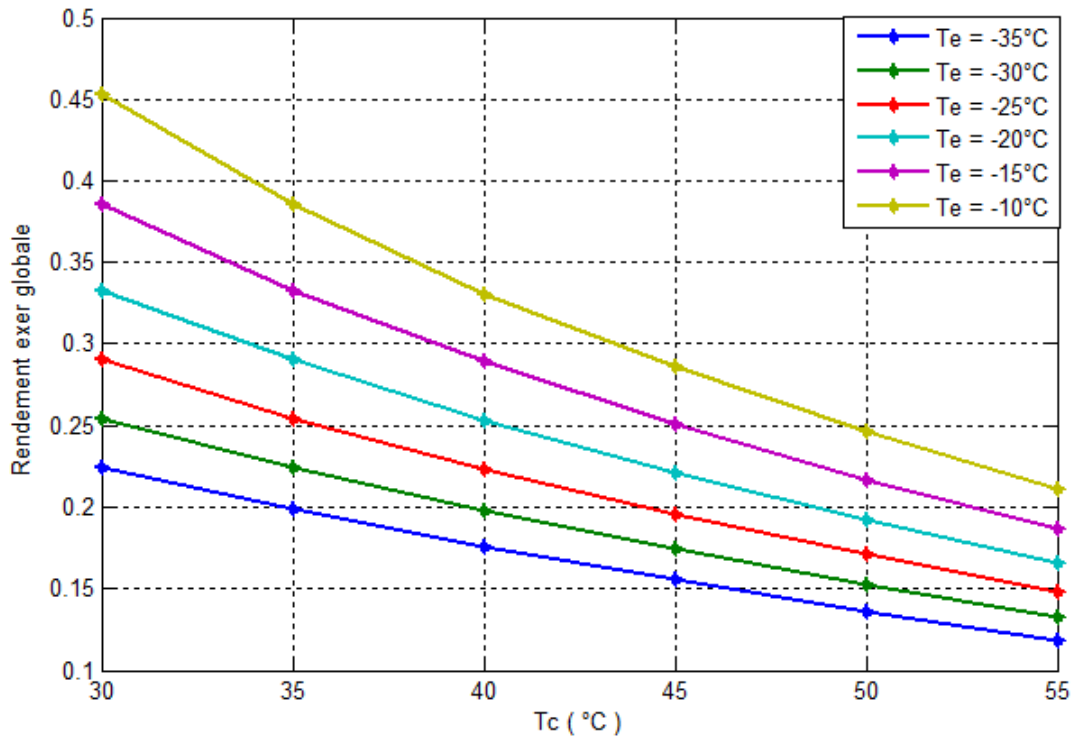


Figure V-8-1: Influence des températures sur le rendement exergetique global de l'installation avec le R410A comme fluide frigorigène

• **R22 :**

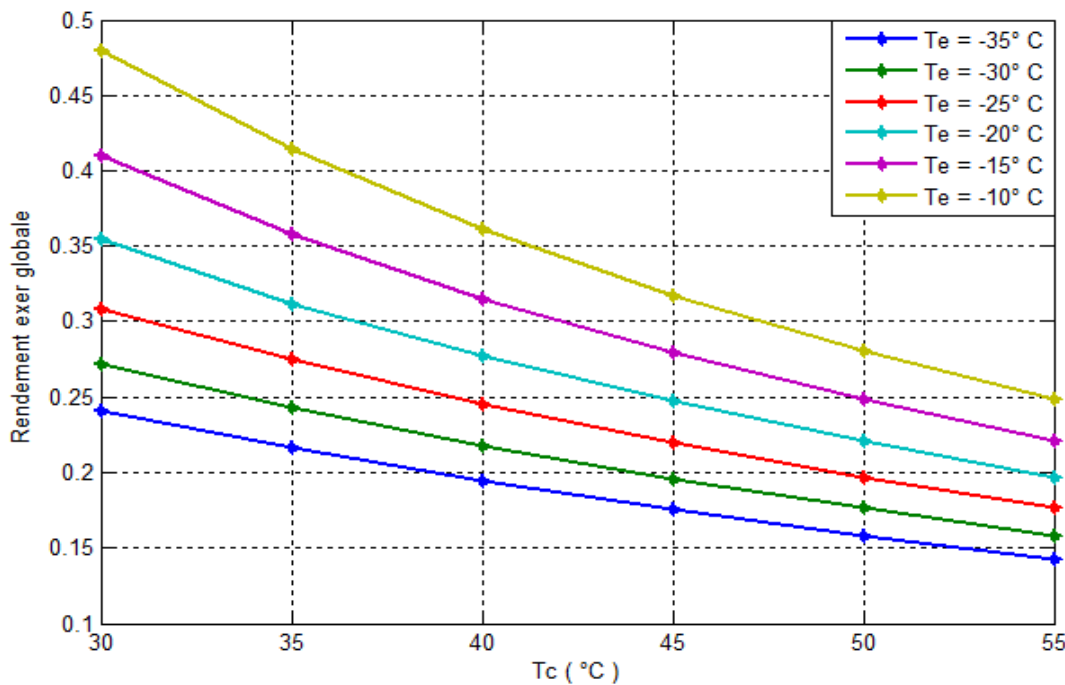


Figure V-8-2: Influence des températures sur le rendement exergetique global de l'installation avec le fluide frigorigène R22

- **R507 :**

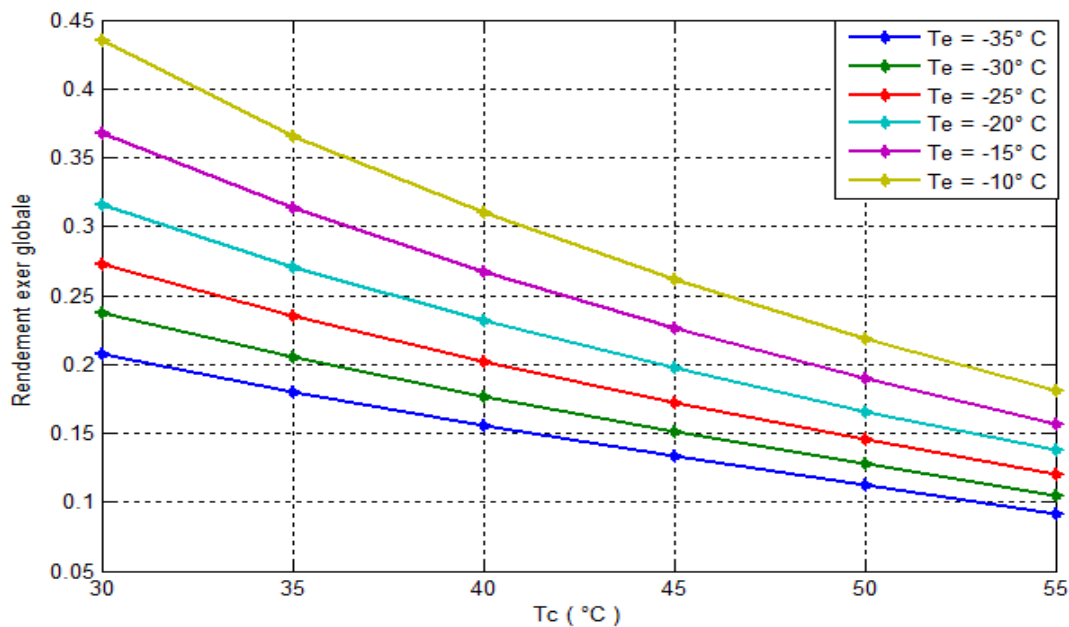


Figure V-8-3: Influence des températures sur le rendement éxergétique global de l'installation avec le R507 comme fluide frigorigène

- **R12 :**

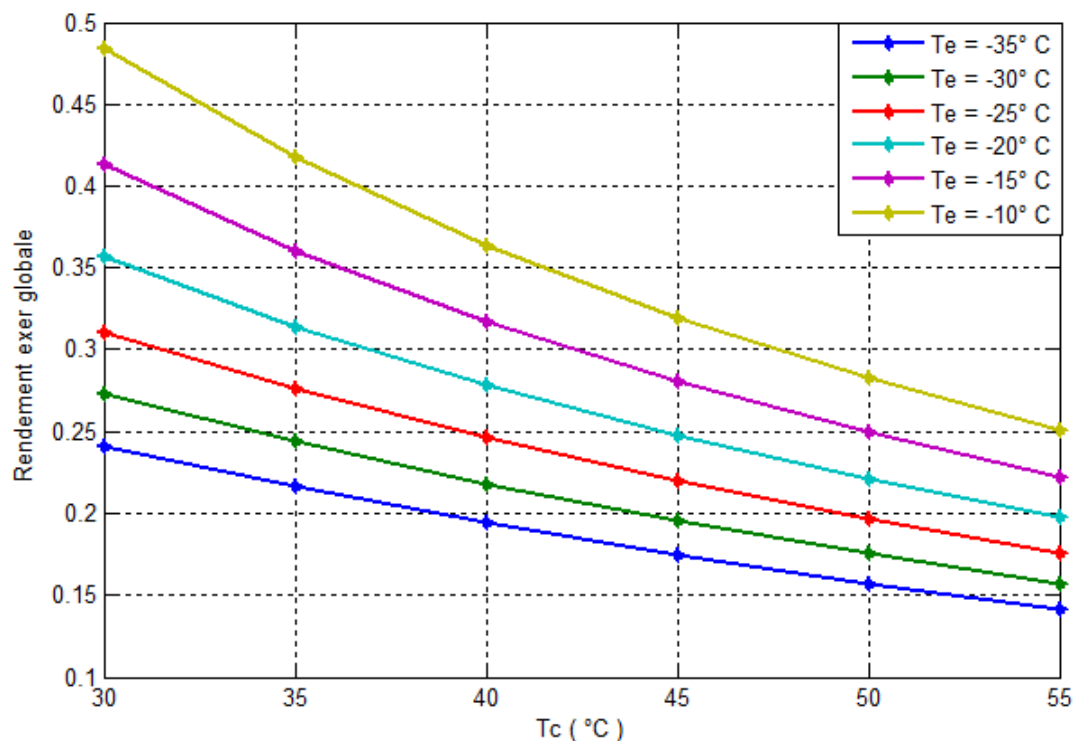


Figure V-8-4: Influence des températures sur le rendement éxergétique global de l'installation avec le R12 comme fluide frigorigène

- **R134a :**

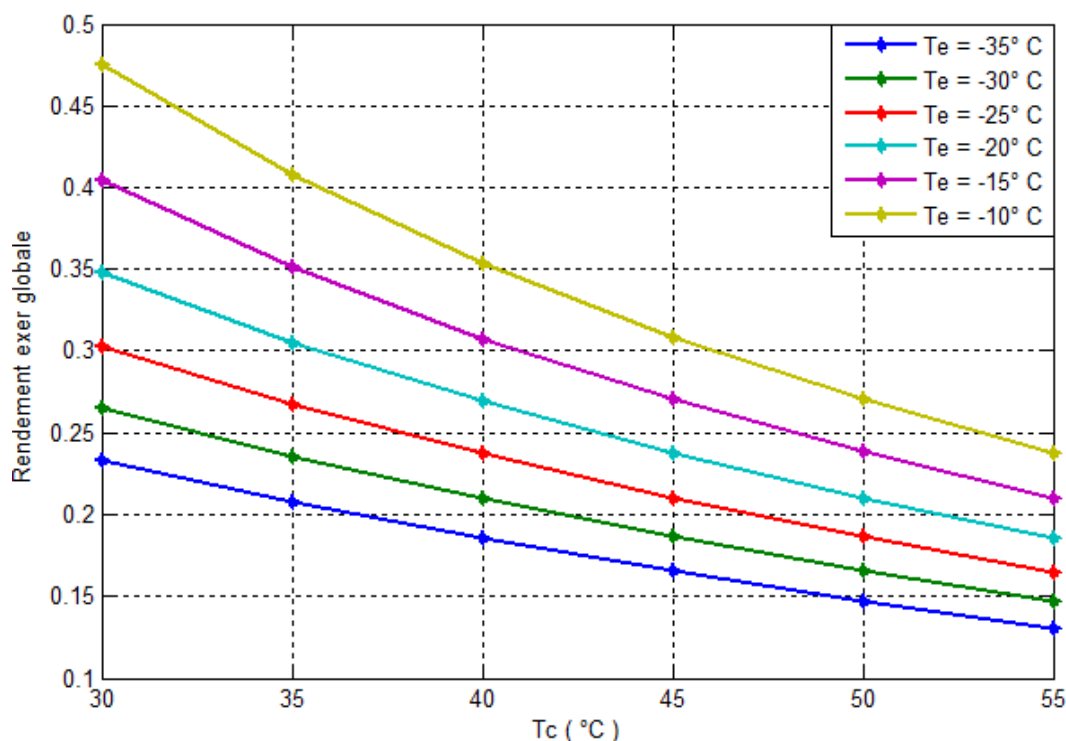


Figure V-8-5: Influence des températures sur le rendement exergetique global de l'installation avec le R134A comme fluide frigorigène

V-9 Comparaison entre quelques fluides frigorigènes :

V-9-1 Influence des taux de compression sur la puissance consommée :

Dans cette partie, on présente l'influence des taux de compression du compresseur sur la puissance consommée par le compresseur pour les fluides frigorigènes étudiés.

On gardant une température du fluide frigorigène dans l'évaporateur constante, et une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C on constate que pour tous les fluides frigorigènes l'évolution de la puissance consommée est proportionnelle à l'augmentation du taux de compression.

La figure V-9-2 montre que le fluide frigorigène le plus consommateur en puissance est le R507, pour des taux de compression allant de 8,43 à 15,26 nous avons une consommation de 2,65 KW à 6 KW, tandis que pour le R410A pour des taux de compression allant de 8,64 à 15,74 nous avons une consommation 2,45 KW à 4,63 KW, pour le cas du R134a nous avons les taux de compression les plus élevés allant de 11,67 à 22,61 pour une puissance consommée de 2,35 KW à 4,19 KW. Les fluides frigorigènes les moins consommateurs en puissance sont le R22 et le R12, pour des taux de compression de 9,03 à 16,48 nous avons une consommation de 2,29 KW à 3,85 KW pour le R22, pour le R12 nous avons des taux de compression allant de 9,26 à 17 pour une consommation de 2,28KW à 3,89 KW.

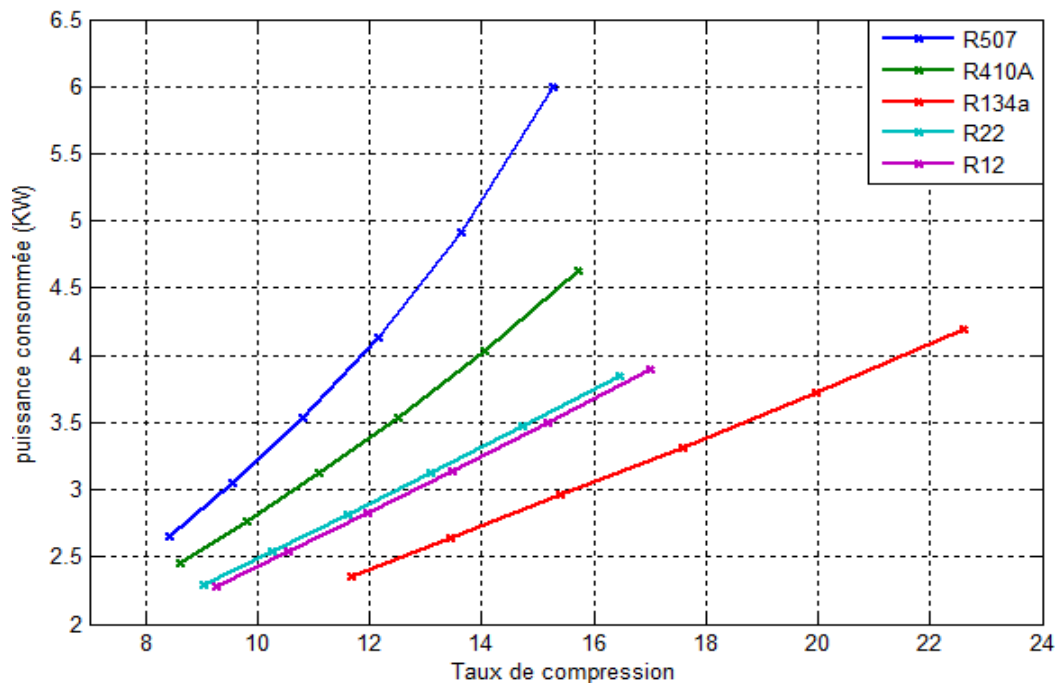


Figure V-9-1 Influence des taux de compression sur la puissance consommée du compresseur pour différents fluides frigorigènes avec $T_c = 30^\circ\text{C}$ à 55°C et $T_e = -35^\circ\text{C}$ et une charge frigorifique de 5KW

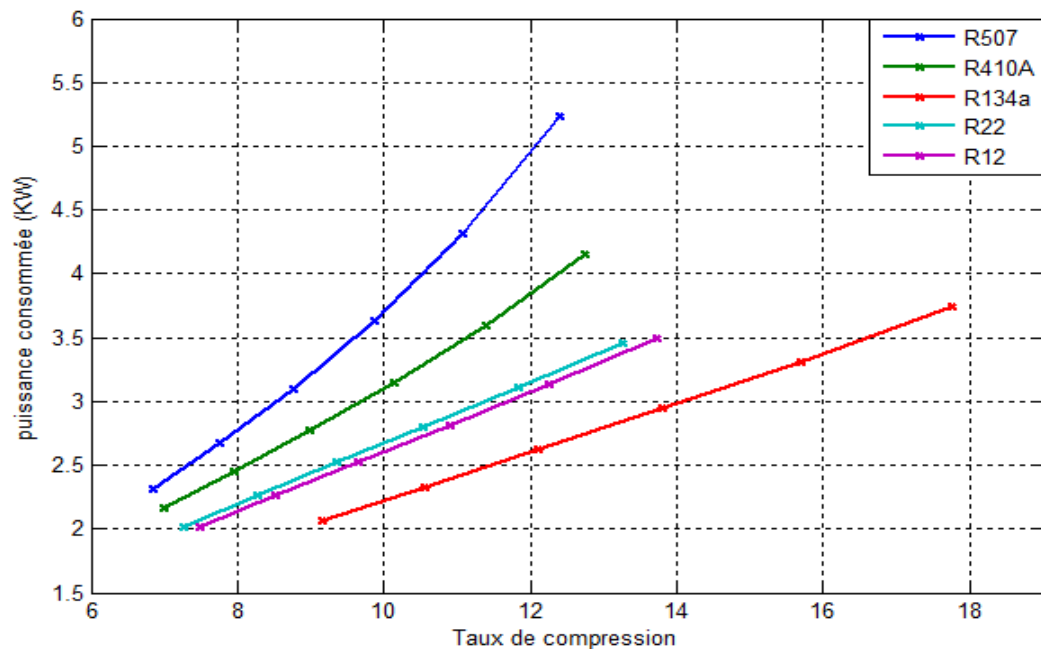


Figure V-9-2 Influence des taux de compression sur la puissance consommée du compresseur pour différents fluides frigorigènes avec $T_c = 30^\circ\text{C}$ à 55°C et $T_e = -30^\circ\text{C}$ et une charge frigorifique de 5KW

Les figures V-9-1 et V-9-2 présentent l'évolution de la puissance consommée par le compresseur en fonction des taux de compression pour les fluides frigorigènes R410A, R22, R507, R12, R134A.

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

V-9-2 Influence des taux de compression sur le débit du fluide frigorigène :

Dans ce chapitre, on présente l'influence des taux de compression du compresseur sur le débit du fluide frigorigène pour les fluides frigorigènes étudiés.

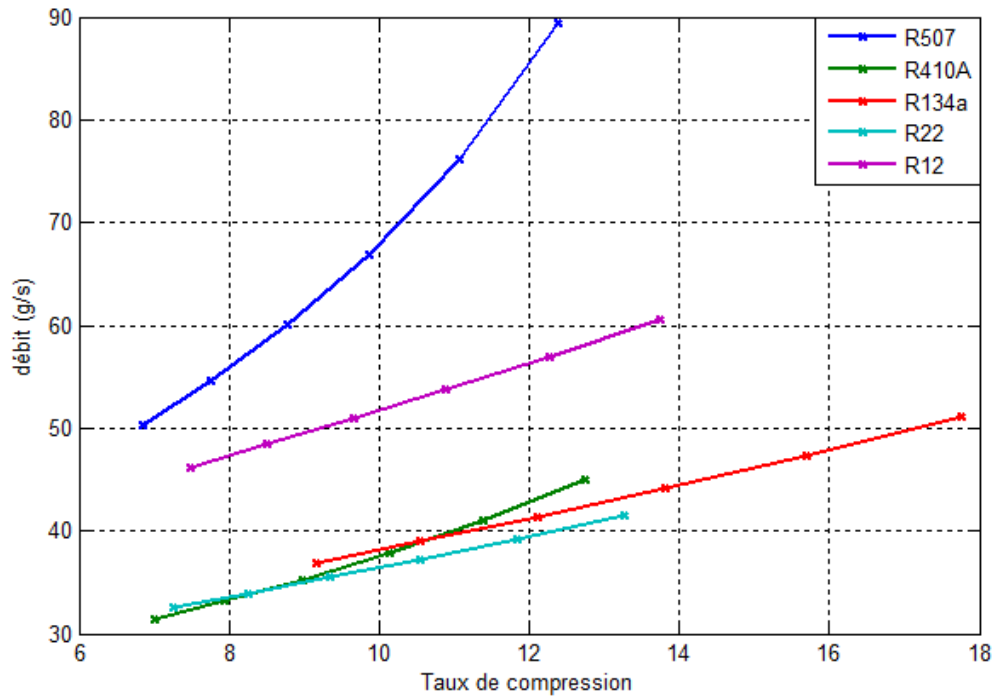


Figure V-9-3 influence des taux de compression sur Le débit pour différents fluides frigorigènes avec $T_c = 30^\circ\text{C}$ à 55°C et $T_e = -35^\circ\text{C}$ et une charge frigorifique de 5KW

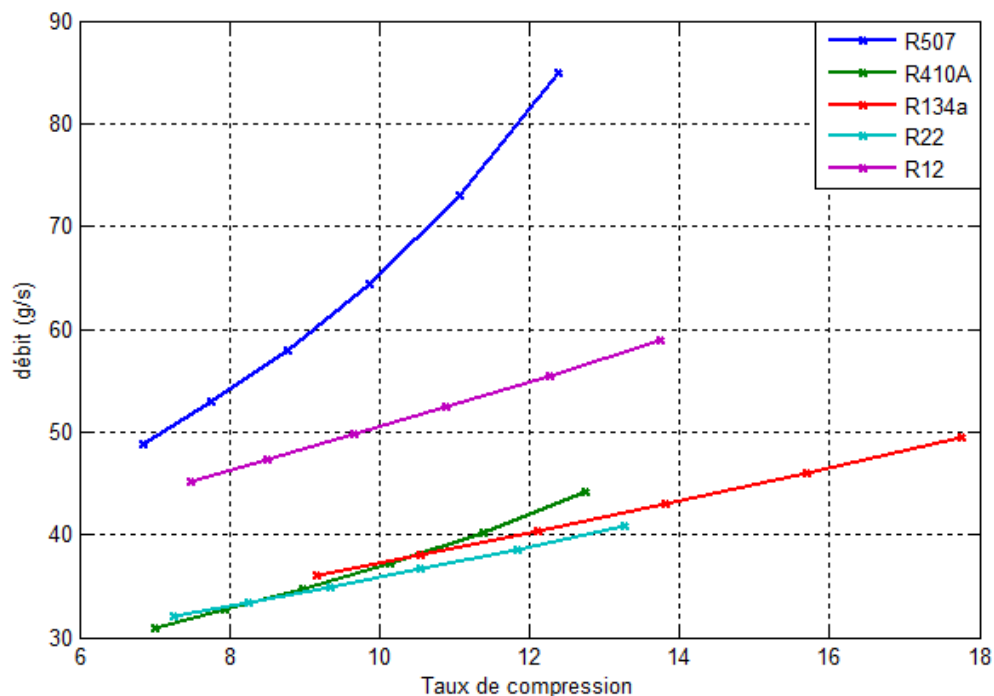


Figure V-9-4 influence des taux de compression sur Le débit pour différents fluides frigorigènes avec $T_c = 30^\circ\text{C}$ à 55°C et $T_e = -30^\circ\text{C}$ et une charge frigorifique de 5KW

CHAPITRE V : Présentation des résultats pour les cycles réels

Les figures **V-9-3**, **V-9-4** représentent l'évolution du débit du fluide frigorigène en fonction des taux de compression pour les fluides frigorigènes **R410A**, **R22**, **R507**, **R12**, **R134A**.

La figure V-9-2 montre que le fluide frigorigène qui a le débit du fluide le plus élevé est le R507 tel que pour des taux de compression allant de 8,43 à 15,26 nous avons un débit de 50.3 g/s à 89.4 g/s, tandis que pour le R410A pour des taux de compression allant de 8,64 à 15,74 nous avons un débit de 31,33 g/s à 45 g/s, pour le cas du R134a nous avons les taux de compression les plus élevés allant de 11,67 à 22,61 pour un débit de 36,94 g/s à 51,1 g/s. Les fluides frigorigènes ayant le débit le plus faible sont R22 et R12 ; tel que pour des taux de compression de 9,03 à 16,48 nous avons un débit de 32,53 g/s à 41,54 pour le R22, pour le R12 nous avons des taux de compression allant de 9,26 à 17 pour un débit de 46,17 g/s à 60,61 g/s.

Conclusion :

Pour conclure cette partie du chapitre, on se réfère à l'équation du rendement exergetique écrite comme suit : $ex = \frac{COP}{COP_c}$ et comme vu dans les figures V-8-1 à V-8-5, le COP et le COP_c diminuent avec l'augmentation de la température de condensation (T_c) ce qui implique la diminution du rendement exergetique et ils augmentent avec l'augmentation de la température d'évaporation (T_e) ce qui nous donne une augmentation du rendement exergetique.

CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES :

Après une présentation de quelques généralités et une brève étude des fluides frigorigènes. Nous avons présenté dans ce travail une analyse énergétique et exergetique détaillée pour les cycles théoriques de réfrigération à compression de vapeur, utilisant comme fluide frigorigène le **R12, R22, R134a, R507, R410A**, Les équations des bilans énergétiques et exergetiques ainsi que les destructions d'exergie pour les composants du système tel que le compresseur, l'évaporateur, le condenseur et le détenteur. En outre des expressions du coefficient de performance et du rendement exergetique sont présentées.

Notre étude a démontré que les performances des systèmes de réfrigération à compression de vapeur sont gouvernées par les températures de condensation et d'évaporation et du type du fluide frigorigène utilisé.

Aussi elle a démontré que chaque fluide frigorigène, selon les conditions d'utilisation, avait des variations différentes de leurs paramètres physiques (COP, débit du fluide, taux de compression, puissance consommée, rendement,...). Alors :

- Selon le type du fluide frigorigène utilisé et pour une augmentation de la température de condensation de 30°C à 55°C, et des températures de l'évaporateur différentes nous avons obtenus les résultats suivants :
 - Une augmentation du débit du fluide frigorigène de 27% à 77%.
 - Une augmentation de la puissance consommée par le compresseur de 68,12% à 89% sauf pour le cas du R507 avec lequel on obtient une augmentation de 126%.
 - Une augmentation de 40% à 56% du coefficient de performance (**COP**).
 - Une augmentation de l'exergie détruite dans le compresseur de 52,06% à 72,09%, et une augmentation de 108% pour le cas du R507.
 - Une augmentation remarquable de l'exergie détruite dans le condenseur, et le détenteur.
 - L'exergie détruite dans l'évaporateur ainsi que son rendement exergetique n'évolue pas avec l'augmentation de la température de condensation, elle reste constante.
 - Une augmentation de 1,3% à 1,7% du rendement exergetique de compresseur.
 - Une augmentation de 71,15% à 79,72% du rendement exergetique du condenseur.
 - Une diminution de 56% à 40% du rendement exergetique globale de l'installation.
- Selon le type du fluide frigorigène utilisé et pour une augmentation de la température de l'évaporateur de -35°C à -10°C, et des températures de condensation différentes nous avons obtenus les résultats suivants :
 - Une diminution du débit du fluide frigorigène de 12.2% à 6.08%.
 - Une diminution de la puissance consommée par le compresseur de 52.45% à 49.78%.
 - Une augmentation remarquable du coefficient de performance (**COP**).

CONCLUSION GENERALE

- Une diminution de l'exergie détruite dans le compresseur 48.83% à 45.87%.
- Une diminution de l'exergie détruite dans le condenseur de 75% à 13.04%.
- Une diminution remarquable de l'exergie détruite dans le détendeur.
- Une diminution de l'exergie détruite dans l'évaporateur de 74%
- Une diminution de 0,6% du rendement exergetique du compresseur.
- Une augmentation du rendement exergetique du condenseur
- Une augmentation de 88,28% à 91,16% du rendement exergetique de l'évaporateur.
- Une augmentation remarquable du rendement exergetique globale de l'installation.

Malgré de bons résultats obtenues avec certains fluides frigorigènes que nous avons étudié, autrement dit, des coefficients de performances élevées, des puissances consommées par le compresseur faibles, ils restent néanmoins néfaste pour l'environnement et contribuent au réchauffement climatique, donc, il faut envisager à l'avenir d'utiliser des fluides ou des mélanges de fluides frigorigènes ayant les mêmes propriétés physique que ces derniers mais avec des taux de pollutions GWP, ODP, TEWI faibles voir nuls.

Bibliographie :

- [1] 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.
- [2] Aide mémoire : Froid industriel 2^{ème} Edition de Jean DESMONS
Edition DUNOD, Paris, 2006, 2010.
- [3] Aide du logiciel Solkane 8.
- [4] Ibrahim Dincer et Mehmet Kanoglu :Refrigeration systems and applications,
second edition.
Edition Wiley 2010.
- [5] Manuel de froid : Technique frigorifique et climatisation
Edition Webasto.
- [6] Thermodynamique de l'ingénieur par Olivier Cleymen
<http://thermo.ariadacopo.net>
- [7] ASHRAE Handbook Fundamentals,2005
Chapter 1: Thermodynamics and refrigeration cycles.