



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche
Scientifique
Université Mouloud MAMMERRI TIZI-OUZOU

Faculté de génie de la construction
Département de génie-mécanique

MÉMOIRE DE FIN D'ÉTUDES

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLÔME DE MASTER
ACADÉMIQUE EN GÉNIE MÉCANIQUE
OPTION : ENERGETIQUE

THÈME :

**Effet de la composition d'un mélange binaire des
réfrigérants sur les performances d'une machine
frigorifique à compression de vapeur**

Réalisé par :

M^{elle}. HADDAD Lamia

M^{elle}. SBARGOUD Kenza

Encadré par :

M^r.M.HAMZAOUI

2021/2022

Remerciement

Nos remerciements s'adressent premièrement et avant tout à Dieu, le Tout-Puissant, qui nous a donné la force, le courage et volonté d'aller jusqu'au bout et de mener ce présent travail à son point ultime.

Nos profonds remerciements vont à M^r. **M. HAMZAOU** qui a suivi notre travail de très près avec une grande disponibilité et une parfaite aide technique, et avec qui on a partagé de nombreuses réflexions sur le sujet.

Nous tenons aussi à exprimer toute notre gratitude aux membres de jury, pour avoir accepté aimablement de juger notre travail.

Nous tenons également à exprimer notre profonde gratitude envers tous les enseignants de notre département de génie Mécanique qui nous ont aidés et enseignés durant notre cursus universitaire, ainsi qu'à tout le personnel administratif.

Enfin nous remercions tous nos amis et tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce travail.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

À nos très chers parents qui nous ont tant aidés durant toutes nos études.

À nos sœurs et nos frères, à toutes nos familles.

A tous nos collègues de la promotion Master 2021/2022.

À tous ceux qui ont manifesté un intérêt pour notre travail et qui nous ont encouragé à rassembler les informations qui constituent aujourd'hui ce mémoire.

Tous ceux qui sont chers de près ou de loin.

Lamia et Kenza.

Nomenclature

Variables	Désignations	Unités
E	Exergie	[kJ]
\dot{E}	Taux d'exergie	[kW]
h	Enthalpie spécifique	[kJ/kg]
$\dot{m}_{mélange}$	Débit massique du mélange	[kg/s]
\dot{m}_{R600a}	Débit massique de R600a	[kg/s]
\dot{m}_{R134a}	Débit massique de R134a	[kg/s]
P	Pression	[Pa]
Q_e	Quantité de chaleur	[KJ]
Q_f	Puissance frigorifique	[kW]
\dot{Q}_e	Puissance dégage	[kW]
S	Entropie spécifique	[kJ/K.kg]
\dot{S}	Taux d'entropie	[kW/K]
T	Température	[°C]
V	Volume	[m ³]
W_c	Travail du compresseur	[kJ]
w_c	Travail du compresseur	[kJ/kg]
x	Concentration massique	[-]
η	Rendement	[%]

Abréviation	Désignations
ASHRAE	American Society of Heating Refrigerating And Air conditioning Engineers
CFC	Chlorofluorocarbures
COP	Coefficient de performance
COP_{max}	Coefficient de performance maximal
DVA	Durée de vie dans l'atmosphère
GWP	Globale warming potential
HCFC	Hydrochlorofluorocarbures
HFC	Hydrofluorocarbures
HFO	Hydrofluorooléfines

ODP	Ozone depletion potential
SI	Système internationale d'unité
VCRC	Cycle de réfrigération à compression de vapeur
VIRC	Cycle de réfrigération à injection de vapeur

Indice et exposants	Désignations
0	État de référence
1,2,3,4	Positions du cycle présenté par différents composants de la machine frigorifique
ex	Exergétique
ent	Entrée
f	Frigorifique
gén	Générée
<i>is</i>	Isentropique
<i>r</i>	Réelles
sort	Sortie
sys	Système
rev	Réversible
xd	Détruite
com	Compresseur
cond	Condenseur
dét	Détendeur
évap	Évaporateur

Liste des figures

Figure I.1 : Schéma d'une machine frigorifique a compression de vapeur.

Figure I.2 : Cycle théorique dans un diagramme T, S.

Figure III.1 : Schéma illustrant l'équation du bilan de masse.

Figure III.2 : Schéma explicatif de l'équation d'équilibre d'entropie - énoncé de la seconde loi de la thermodynamique.

Figure III.3 : Schéma explicatif de l'équation du bilan exergetique.

Figure III .4 : Schéma du compresseur.

Figure III.5 : Schéma du condenseur.

Figure III.6: Schéma du détendeur.

Figure III.7: Schéma d'un évaporateur.

Figure IV.1 : Coefficient de performance COP en fonction des concentrations du fluide.

Figure IV.2: Coefficient de performance COP en fonction des concentrations du fluide.

Figure IV.3: Courbe de glissement de température en fonction de la concentration.

Figure IV.4: Diagramme de phase du mélange $R134a/R600a$.

Figure IV.5 : Rendement exergetique globale de l'installation en fonction des concentrations du fluide.

Figure IV.6: Rendement exergetique globale de l'installation en fonction concentrations du fluide.

Figure IV.7: Débit massique en fonction des concentrations du fluide.

Figure IV.8: Débit massique en fonction des concentrations du fluide.

Figure IV.9: Coefficient de performance en fonction de la température de condensation.

Figure IV.10 : Rendement exergetique du compresseur en fonction de la température de Condensation.

Figure IV.11 : Rendement de condenseur en fonction de la température de condensation.

Figure IV.12 : Rendement de l'évaporateur en fonction de la température de condensation.

Figure IV.13 : Rendement exergetique global de l'installation en fonction de la température de condensation.

Figure IV.14: Débit massique en fonction de la température de condensation.

Figure IV.15 : Coefficient de performance en fonction de la température d'évaporation.

Figure IV.16 : Rendement exergetique du compresseur en fonction de la température d'évaporation.

Figure IV.17: Rendement de condenseur en fonction de la température d'évaporation.

Figure IV.18 : Rendement de l'évaporateur en fonction de la température d'évaporation.

Figure IV.19: Rendement exergetique global de l'installation en fonction de la température d'évaporation.

Figure IV.20: Débit massique en fonction de la température d'évaporation.

Figure IV.21 : Coefficient de performance en fonction de la température de condensation.

Figure IV.22 : Rendement exergetique du compresseur en fonction de la température de condensation.

Figure IV.23 : Rendement de condenseur en fonction de la température de condensation.

Figure IV.24 : Rendement de l'évaporateur en fonction de la température de condensation.

Figure IV.25 : Rendement global de l'installation en fonction de la température de condensation.

Figure IV.26 : Débit massique en fonction de la température de condensation.

Figure IV.27: Coefficient de performance en fonction de la température d'évaporation.

Figure IV.28: Rendement exergetique du compresseur en fonction de la température d'évaporation.

Figure IV.29 : Rendement de condenseur en fonction de la température d'évaporation.

Figure IV.30: Rendement exergetique de l'évaporateur en fonction de la température d'évaporation.

Figure IV.31: Rendement exergetique global de l'installation en fonction de la température d'évaporation.

Figure IV.32: Débit massique en fonction de la température de condensation.

Liste des tableaux

Tableau I.1 : Nom, nomenclature et formule chimique des réfrigérants naturels.

Tableau I.2 : Nom, nomenclature et formule chimique des dérivés halogénés.

Tableau I.3 : Nom, nomenclature et formule chimique des dérivés halogénés à la composition de l'azéotrope.

Tableau IV.1 : Condition d'opération.

Table des matières

Introduction Générale.....	1
Chapitre I : Généralité sur les machines frigorifiques et les fluides frigorigènes.	
Effet de la composition d'un mélange binaire des réfrigérants sur les performances d'une machine frigorifique à compression de vapeur	11
I.1 Introduction.....	3
I.2 Principe de fonctionnement.....	3
I.3 Définition du cycle frigorifique	4
I.4 Généralité sur les fluides frigorigènes.....	5
I.5 Choix d'un fluide frigorigène.....	5
I.6 Nomenclature des réfrigérants	6
I.7 Types des fluides frigorigènes	10
I.7.1 Fluides purs	10
I.7.1.1 Composants inorganiques	10
I.7.1.2 Hydrocarbures	10
I.7.1.3 Dérivés halogénés	10
I.7.2 Mélanges de fluide	11
I.7.2.1 Mélange zéotropique.....	11
I.7.2.2 Mélange azéotropique	11
I.8 Impact des fluides frigorigènes sur l'environnement.....	11
I.8.1 ODP (ozone depletion potential).....	11
I.8.2 Potentiel de réchauffement globale (GWP)	12
Chapitre II: Historiques et état de l'art	
II.1 Introduction.....	13
II.2 Rappels historiques	13
II.2.1 Machine frigorifique	13
II.2.2 Réfrigérants :.....	14
II.3 Etat de l'art :	15
II.4 Conclusion :	17
Chapitre III: Analyse énergétique et exergetique du cycle.	

III.1 Introduction	18
III.2 Équations d'équilibre pour l'analyse Thermodynamique	18
III.2.1 Équation du bilan massique	18
III.2.2 Équation du bilan énergétique	19
III.2.3 Équation du bilan entropique.....	20
III.2.4 Équation du bilan exergétique :	21
III.3 Analyse énergétique et exergétique du cycle frigorifique :.....	23
III.3.1 Compresseur	25
III.3.2 Condenseur	26
III.3.3 Détendeur	27
III.3.4 Evaporateur.....	28
III.3 Conclusion	29
Chapitre IV: Interprétations des résultats	
IV.1 Introduction	30
IV.2 Fluide de travail.....	30
IV.3 Condition d'opération	31
IV.4 Influence de concentrations du fluide sur les performances de l'installation :	31
IV.1.1 Coefficient de performance COP	31
IV.1.1 Rendement exergétique global de l'installation :	34
IV.1.2 Débit massique	36
IV.2 Influence de la température de condensation sur les performances de l'installation	
.....	38
IV.2.1 Coefficient de performance COP	38
IV.2.2 Rendement exergétique du compresseur	39
IV.2.3 Rendement exergétique du condenseur	40
IV.2.4 Rendement exergétique de l'évaporateur	41
IV.2.5 Rendement exergétique global de l'installation	42
IV.2.6 Débit massique	43
IV.3 Influence de la température d'évaporation sur les performances de l'installation	
.....	44
IV.3.1 Coefficient de performance COP	44
IV.3.2 Rendement exergétique du compresseur	45
IV.3.3 Rendement exergétique du condenseur	46
IV.3.4 Rendement exergétique de l'évaporateur	47
IV.3.5 Rendement exergétique global de l'installation	48

IV.3.6 Débit massique	49
IV.1 Influence de la température de condensation sur les performances de l'installation	50
IV.3.7 Coefficient de performance COP	50
IV.3.8 Rendement exergetique du compresseur	51
IV.3.9 Rendement exergetique du condenseur	52
IV.3.10 Rendement exergetique de l'évaporateur	53
IV.3.11 Rendement exergetique global de l'installation :	54
IV.3.12 Débit massique	55
IV.4 Influence de la température d'évaporation sur les performances de l'installation	56
IV.4.1 Coefficient de performance COP	56
IV.4.2 Rendement exergetique du compresseur	57
IV.4.3 Rendement exergetique du condenseur	58
IV.4.4 Rendement exergetique de l'évaporateur	59
IV.4.5 Rendement exergetique global de l'installation	60
IV.4.6 Le débit massique	61
IV.5 Conclusion	62
Conclusion générale	57
Références bibliographique	59

Introduction générale

Le froid est devenu une forme d'énergie importante et nécessaire dans la vie des humains, utilisé dans un grand nombre de secteurs et sous nombreuses formes (conservation de denrées périssables, climatisation, refroidissement des processus industriels ...). Généralement sa production est principalement basée sur les techniques traditionnelles de compression et de détente des fluides frigorigènes tels que chlorofluorocarbures (*CFC*), hydrofluorocarbures (*HFC*) et les hydro chlorofluorocarbures (*HCFC*).

En effet, le fonctionnement des systèmes de réfrigération nécessite l'utilisation des fluides frigorigènes qui ont souvent des effets néfastes sur l'environnement.

Les chlorofluorocarbures (*CFC*) et les hydro chlorofluorocarbures (*HCFC*) considérés comme des fluides frigorigènes « miracles » jusqu'aux années 1980 en raison de leurs excellentes propriétés physiques, actuellement ne sont plus disponibles en raison de leurs impacts négatifs sur la couche d'ozone stratosphérique.

Des travaux sont en cours aujourd'hui pour pallier ce problème en suivant deux voies parallèles :

Premièrement, on cherche à conserver les techniques traditionnelles et rechercher de nouveaux fluides réfrigérants moins polluants tels que le dioxyde de carbone, le propane, le butane ...

La seconde, consiste à réaliser des percées technologiques et trouver de nouvelles façons qui permettent la création des systèmes économes en énergie tout en ayant un impact faible sur l'environnement, de plus même les fluides de remplacement sont aussi dangereux pour l'environnement (effet de serre, acidification ...).

Le but de notre travail est d'analyser les performances énergétiques et exergétiques d'une installation à compression de vapeur qui fonctionne avec un mélange binaire de réfrigérant (*R134a/R600a*), à l'aide des deux logiciels jumelés MATLAB et NIST-REFPROP.

Le manuscrit est constitué de quatre chapitres, précédés d'une introduction générale et finis par une conclusion générale.

- Le premier chapitre comporte des généralités sur les machines frigorifiques ainsi que sur les fluides frigorigènes.

- Dans le deuxième chapitre, on a exposé une revue bibliographique sur les fluides frigorigènes précédé d'un historique sur les machines frigorifiques et les fluides frigorigènes.
- Le troisième chapitre consiste essentiellement en l'étude thermodynamique et l'analyse exergetique du cycle à compression de vapeur.
- Enfin, dans le quatrième chapitre nous avons présenté les résultats obtenus sous une forme graphique pour montrer l'influence de la concentration, la température de condensation, et la température d'évaporation sur les performances de la machine frigorifique à compression fonctionnant avec un mélange binaire de fluide.

CHAPITRE I

**Généralité sur les machines frigorifiques et
les fluides frigorigènes.**

I.1 Introduction

La production du froid consiste à produire des températures inférieures aux températures de l'air ambiant existant dans le milieu à refroidir, pour cela on utilise des machines frigorifiques, ces dernières représentent un circuit fermé dans lequel circule un fluide frigorigène. Leur fonctionnement est basé sur le premier et le second principe de la thermodynamique, et en utilisant les propriétés physiques des fluides pour assurer un transfert de chaleur ou d'énergie. Elles contiennent plusieurs composants mécaniques, électriques, magnétiques...nécessaires pour atteindre ces objectifs.

En général, le cycle frigorifique est constitué d'un compresseur, un condenseur, un détendeur, et un évaporateur.

I.2 Principe de fonctionnement

D'après la **figure I.1**, le compresseur aspire le gaz à basse pression P_1 et à basse température T_1 , le gaz est comprimé et refoulé vers le condenseur sous haute pression P_2 et haute température T_2 .

Puis, il passe de l'état gazeux à l'état liquide à la pression P_3 et à la température T_3 , c'est le premier changement d'état (la condensation). Le liquide est détendu de la pression P_3 à la pression P_4 dans le détendeur ce qui permet sa vaporisation partielle. Puis il passe par l'évaporateur qui assure sa vaporisation totale en contact avec le fluide de refroidissement (eau/air) circulant autour de lui. C'est dans cet élément (l'évaporateur) que le fluide frigorigène absorbe de la chaleur du milieu à refroidir, puis la vapeur et retourne vers le compresseur pour un nouveau cycle.

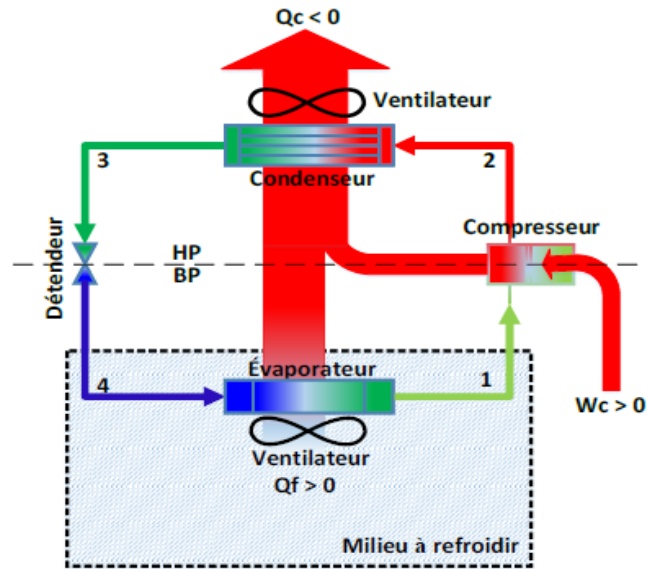


Figure I.1: Schéma d'une machine frigorifique à compression de vapeur. [1]

I.3 Définition du cycle frigorifique

Le cycle de base d'une machine frigorifique à compression de vapeur est un cycle thermodynamique composé de quatre transformations, une transformation adiabatique, une transformation isenthalpique et deux transformations isobares. Dans notre cas, on utilise un mélange de deux réfrigérants comme fluide de travail.

La figure 3 représente le cycle de l'évolution de frigorigène dans un diagramme T, S.

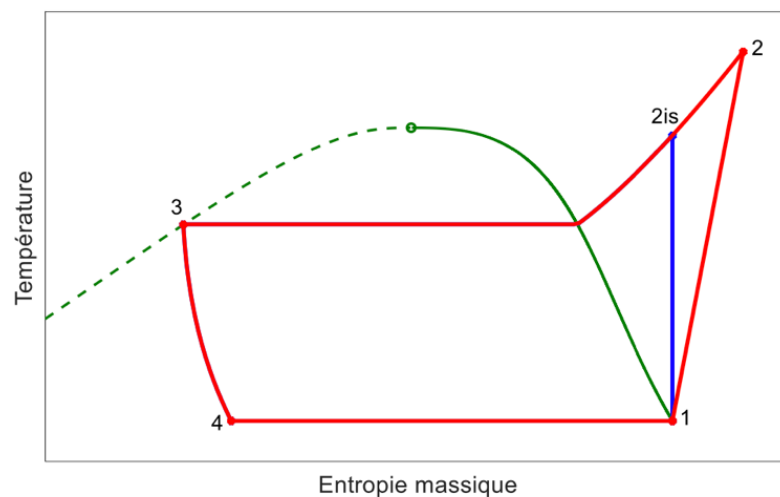


Figure I.2: Cycle théorique dans un diagramme T, S. [1]

Le cycle frigorifique est composé des transformations suivantes :

1-2 : une compression adiabatique.

2-3 : une condensation isobare.

3-4 : une détente isenthalpique.

4-1 : une évaporation isobare.

I.4 Généralité sur les fluides frigorigènes

Choisir le bon réfrigérant n'est pas une tâche facile, chaque réfrigérant a ses avantages et ses inconvénients qui doivent être pesés par des experts de la matière.

De même, à l'avenir il sera nécessaire de vérifier préalablement l'adéquation du fluide frigorigène avec l'application. Pour s'assurer qu'un fluide frigorigène présente les caractéristiques appropriées à une application donnée, bien souvent, il ne suffit pas d'utiliser des molécules pures à cause des problèmes liés à l'environnement. [2]

I.5 Choix d'un fluide frigorigène

Le fluide frigorigène « parfait » devrait avoir les qualités suivantes [2] :

- ✓ Chaleur latente de vaporisation élevée.
- ✓ Point d'ébullition sous pression atmosphérique suffisamment bas, en tenant compte des conditions de fonctionnements désirées (température d'évaporation).
- ✓ Faible rapport de compression, c'est-à-dire faible rapport entre la pression d'aspiration et la pression de refoulement.
- ✓ Température critique très élevée.
- ✓ Pas d'action sur le lubrifiant employé conjointement avec le fluide.
- ✓ Composition chimique stable dans les conditions de fonctionnement de la machine frigorifique.
- ✓ Pas d'action sur les matériaux composants le circuit (exemple : l'ammoniac attaque le cuivre), pas d'action sur les joints.
- ✓ Non inflammable et non explosif en contact avec l'air.
- ✓ Sans effet sur la santé des personnes.

- ✓ Sans action sur les denrées à conserver.
- ✓ Sans odeur désagréable.
- ✓ Pas d'affinité avec les constituants atmosphériques.
- ✓ Un approvisionnement facile à un coût faible.

Aucun des fluides existant ne peut rassembler toutes ces qualités.

I.6 Nomenclature des réfrigérants

La nomenclature des réfrigérants, selon le système international d'unité SI [4], est présentée comme suit :

RXYZ

X : nombre d'atomes de carbone moins un ($X = (nC - 1)$, si $x=0$ ($nC = 1$) non indiqué).

Y : nombre d'atomes d'hydrogène plus un ($Y = (nH + 1)$).

Z : nombre d'atomes de fluor ($Z = (nF)$).

Le nombre d'atomes de chlore ($nCl = (2 * nC + 2) - (nH + nF)$).

RC_{XYZ} Désigne les hydrocarbures cycliques halogénés (les perfluorocarbuures).

R1_{XYZ} Désigne les alcènes.

La série 600 est attribuée aux divers composés organiques. Exemple : R600 butane.

La série 700 est attribuée aux composés inorganiques. Pour obtenir le numéro d'identification, on ajoute la masse molaire à 700. Exemple : NH_3 , la masse molaire 17 g/mol donne R717.

La série 400 est attribuée aux mélanges non azéotropiques et la série 500 est attribuée aux mélanges azéotropiques.

Fluide frigorigène	Nomenclature d'après le système international d'unité SI	Formule chimique	Fluide frigorigène	Nomenclature d'après le système international d'unité SI	Formule chimique
Air	R729	-	Argon	R740	Ar
Eau	R718	H ₂ O	Hexafluorure sulfuré	R846	SF ₆
Dioxyde de carbone	R744	CO ₂	Méthane	R50	CH ₄
Ammoniac	R717	NH ₃	Ethane	R170	C ₂ H ₆
Dioxyde de soufre	R764	SO ₂	Propane	R290	C ₃ H ₈
Hydrogène	R702	H ₂	Butane	R600	C ₄ H ₁₀
Hélium	R704	He	Isobutane	R600a	CH(CH ₃) ₃
Néon	R720	Ne	Ethylène	R1150	C ₂ H ₄
Azote	R728	N ₂	Propylène	R1270	C ₃ H ₆
Oxygène	R732	O ₂			

Tableau I.1 : Nom, nomenclature et formule chimique des réfrigérants naturels. [4]

Nomenclature d'après le système international d'unité SI	Formule chimique	Nomenclature d'après le système international d'unité SI	Formule chimique	Nomenclature d'après le système international d'unité SI	Formule chimique
R10	CCl ₄	R41	CH ₃ F	R114B2	CBrF ₂ CBrF ₂
R11	CCl ₃ F	R110	C ₂ Cl ₆	R115	CCl ₂ F ₂ CF ₃
R12	CCl ₂ F ₂	R111	C ₂ FCI ₅	R116	C ₂ F ₆
R13	CF ₃ Cl	R112	C ₂ F ₂ Cl ₄	R120	C ₂ HCl ₅
R14	CF ₄	R112a	CCl ₃ CF ₃	R123	C ₂ HCl ₂ F ₂
R13B1	CF ₃ Br	R113	CCl ₂ FCCIF ₂	R124	C ₂ HClF ₄
R20	CHCl ₃	R113a	CCl ₃ CF ₃	R124a	CHF ₂ CCl ₂ F ₂
R21	CHCl ₂ F	R114	CCIF ₂ CCIF ₂	R125	CHF ₂ CF ₃
R22	CHClF ₂	R218	C ₃ F ₃	R133a	CH ₂ ClCF ₃
R23	CHF ₃	R114a	CCl ₂ FCF ₂	R134a	CF ₃ CFH ₂
R30	CH ₂ Cl ₂	RC316	C ₄ Cl ₂ F ₆	R140a	CH ₃ CCl ₃
R31	CH ₂ Cl ₂ F ₂	RC317	C ₄ ClF ₇	R142b	CH ₃ CCIF ₂
R32	CH ₂ F ₂	RC318	C ₄ F ₈	R143a	CH ₃ CF ₃
R40	CH ₃ Cl	R152a	CH ₃ CHF ₂	R150a	CH ₃ CHCl ₂
R160	CH ₃ CH ₂ Cl	R502	R22(48.8%)+ R115(51.2%)	R505	R12(78%)+ R31(22%)
R500	R112(73.8%)+ R152a(26.2%)	R503	R23(40.1%)+ R13(59.9%)	R506	R31(55.1%)+ R114(44.9%)
R501	R22(75%)+ R12(25%)	R504	R32(48.2%)+ R115(51.8%)	R507	R125(50%)+ R143(50%)
R508	R23(46%)+ R116b(54%)				

Tableau I.2 : Nom, nomenclature et formule chimique des dérivés halogénés. [4]

Fluide frigorigène	Nomenclature d'après le système international d'unité SI	Formule chimique	Fluide frigorigène	Nomenclature d'après le système international d'unité SI	Formule chimique
Mélange azéotropique	R401A	R22(53%)+ R152(13%)+ R124(34%)	Mélange azéotropique	R402A	R22(38%)+ R125(60%)+ R290(2%)
	R401B	R22(61%)+ R152(11%)+ R124(28%)		R402B	R22(60%)+ R125(38%)+ R290(2%)
	R401C	R22(33%)+ R152(15%)+ R124(52%)		R408A	R22(44%)+ R134a(4%)+ R125(52%)
	R409A	R22(60%)+ R124(25%)+ R124b(15%)		R403B	R22(56%)+ R128(39%)+ R290(5%)
	C10M1	R22(65%)+ R21(5%)+ R124b(30%)		R407A	R32(20%)+ R125(40%)+ R134a(40%)
	R404A	R22(44%)+ R143(52%)+ R134a(4%)		R407C	R32(23%)+ R125(25%)+ R134a(52%)

Tableau I.3 : Nom, nomenclature et formule chimique des dérivés halogénés à la composition de l'azéotrope. [4]

I.7 Types des fluides frigorigènes

I.7.1 Fluides purs

I.7.1.1 Composants inorganiques

Les composants inorganiques les plus utilisés dans la réfrigération sont l'eau, le dioxyde de carbone, l'ammoniac, ... Ils ne sont pas nocifs pour l'environnement, mais ils présentent certains inconvénients.

L'eau peut être utilisée dans la réfrigération mais elle ne permet pas la production des basses températures. La pression de sa vapeur est très faible et nécessite des compresseurs de très grandes dimensions qui devraient aspirer des grandes quantités. Pour cela, elle est plus adaptée pour les machines à absorption.

Le CO_2 (*R744*) est utilisé comme fluide frigorigène malgré sa température critique relativement basse (environ 31.1°C)[2], ainsi que son fonctionnement en régime transcritique. Son coût est faible, il est utilisé principalement dans le domaine du froid maritime et dans l'industrie des pays nordiques, il renferme des pressions très élevées ce qui limite le nombre de ces applications industrielles.

L'ammoniac est le meilleur fluide frigorigène inorganique, il dispose de bonne capacité thermodynamique. Mais il est toxique, corrosif et inflammable. Il est utilisé dans les grandes installations industrielles. [2]

I.7.1.2 Hydrocarbures

Les hydrocarbures sont des composés organiques composé principalement d'atomes de carbone et d'hydrogène, ils possèdent des propriétés qui font d'eux d'excellents fluides frigorigènes. En outre leurs bonnes propriétés thermodynamiques que leurs offrent d'être assez propres pour l'environnement et avoir une faible toxicité. En revanche ils sont inflammables ce qui rend leurs utilisations très difficile. [2]

I.7.1.3 Dérivés halogénés

Ce sont des composants non toxique et ininflammable. L'avantage de ces fluides est qu'ils peuvent être utilisé dans à un grand nombre d'application et qu'ils présentent des risques minimes même en cas de fuite. Nous distinguons les hydrofluorocarbures (*HFC*), les chlorofluorocarbures (*CFC*), et les hydrochlorofluorocarbures (*HCFC*).

I.7.2 Mélanges de fluides

I.7.2.1 Mélange zéotropique

Un mélange zéotropique est un mélange de différentes compositions en phase vapeur et en phase liquide, il se caractérise par une valeur de glissement à une pression donnée, la température varie suivant la teneur en vapeur du mélange diphasique, cela s'explique du fait que les molécules de vapeur sont très éloignées les unes des autres. La série 400 est attribuée aux mélanges zéotropique dont les numéros sont d'ordre d'acceptation par : L'ASHRAE (American Society of Heating Refrigerating and Air conditioning Engineers) (société américaine des ingénieurs en chauffage, réfrigération et conditionnement) Pour les mélanges des corps purs identiques, mais pour des proportions différentes, on donne une lettre majuscule à la fin de numérotation. [3]

Exemples : R407A (mélange de 20% de R32, de 40% de R125 et de 40% de R134a)

R407B (mélange de 10% de R32, de 25% de R125 de de 52% de R134a)

R407E : (R32 / R125 / R134a (25%, 15%, et 60%)

I.7.2.2 Mélange azéotropique

Ils se comportent comme des corps purs avec un faible glissement de température, les mélanges azéotropes se trouvent dans la série 500. [3]

Exemples : Le R507 (R125 / R113a (50%, 50%)).

R502 (mélange de 48.8% de R22et de 51.2%de R115).

I.8 Impact des fluides frigorigènes sur l'environnement

S'articule autour des deux principaux indices suivants :

I.8.1 ODP (ozone depletion potential)

Est le réchauffement de l'atmosphère sous l'effet du rayonnement solaire en présence de certain gaz, il est important de prendre en considération la durée de vie des gaz dans l'atmosphère et leurs quantités produites. [2]

I.8.2 Potentiel de réchauffement globale (GWP)

Est un indicateur qui caractérise l'implication des molécules dans l'effet de serre. la valeur de cet indice est calculée par rapport à une molécule de référence qui est le CO_2 , étant donné que celle-ci a une durée de vie d'environ 500 ans. plusieurs *GWP* sont définis en fonction du temps d'intégration (10,20,50,100,200,500)ans mais un *GWP* de 100 ans est utilisé (*GWP*100), donc le CO_2 à un $GWP_{100} = 1$. [2]

CHAPITRE II

Historiques et état de l'art.

II.1 Introduction

Le cycle de la réfrigération à compression de vapeur à un étage est le cycle le plus conventionnel. Le fait que ce système est largement utilisé dans différentes applications industrielles et domestiques, de nombreuses recherches ont été menées dans le but d'améliorer son efficacité énergétique ainsi que des réfrigérants alternatifs à haute efficacité énergétique et à faible impact sur l'environnement.

II.2 Rappels historiques

L'eau fut le premier fluide frigorigène utilisé depuis l'antiquité. En 1846, LINDE a introduit l'ammoniac. Au début du XX^{ème} siècle les hydrocarbures, le dioxyde de carbone (dans le froid maritime) ainsi que le dioxyde de soufre sont utilisés. Malheureusement, tous ces composés sont soit toxiques, soit inflammables. Ce n'est qu'à partir des années 1930 qu'on invente les chlorofluorés et leurs dérivés et commencer leurs utilisations dans la production du froid.

II.2.1 Machine frigorifique

En 1834, L. W. Wright fabrique de la glace en dilatant de l'air comprimé.

Jacob Perkins a développé un système de réfrigération fermé qui utilise l'expansion et la compression des liquides pour générer du refroidissement.

David Perkins a développé un système de réfrigération basé sur l'expansion et la compression de l'éther.

En 1902 : Willis Carrier concevait le contrôle d'humidité pour un nouveau système de climatisation moderne. Willis Carrier est également à l'origine de l'équation de Carrier sur laquelle le graphique psychométrique et toutes les climatisations sont basées.

En 1928 : Crosley Icy Ball est sur la tête de l'étude d'une machine frigorifique à absorption fournissait du froid dans les aires rurales sans électricité.

En 1974 : Les professeurs Rowland et Molina ont présenté "théorie d'ozone" : les CFC détruisent la couche d'ozone.

II.2.2 Réfrigérants :

1880 : plusieurs réfrigérants sont utilisés avec succès parmi lesquels, l'ammoniac anhydre, le chlorure de méthyle, l'anhydride sulfureux, l'éther, le gaz carbonique, l'éther sulfurique et plusieurs hydrocarbures.

1930 : Midgely et Henne ont annoncé la mise au point des réfrigérants Fluorocarbonnés.

1931 : Introduction de *R12*.

1932 : Introduction de *R11*.

1935 : Introduction de *R22*.

1943 : Première utilisation de *R11* et du *R12* comme propulseur d'aérosols.

Avant les années 1980, les chlorofluorocarbones (*CFC*) et les Hydrochlorofluorocarbures (*HCFC*) étaient les fluides de travail les plus appropriés pour les applications de réfrigération et de climatisation, cependant avec l'apparition des implications environnementales associées aux *CFC* et au *HCFC*, un mécanisme de réduction graduelle de l'utilisation de ces substances est actuellement en place pour divers fluides par exemple les hydrocarbures (*HC*), les fluides organiques, inorganique, les (*HFC*), les mélanges de certaines *HCFC* et *HFC* sont considérés comme des substituts, pour obtenir des fluides de travail qui ne nuisent pas à l'environnement et correspondent aux caractéristique thermo physique des *CFC* ou des *HCFC* à remplacer, le mélange de réfrigérants appropriés (*HFC* *HCFC* et *HC*) est devenu un concept privilégié. [5]

Aujourd'hui, l'accent est mis sur l'utilisation des réfrigérants naturels tels que les hydrocarbures (*HC*) qui ont un *ODP* nul, un *GWP* faible et des propriétés thermo physique supérieurs. [5]

II.3 Etat de l'art :

À l'heure actuelle, les systèmes de réfrigération sont largement utilisés dans le froid domestique et commercial. Environ 3 milliards de systèmes de réfrigération sont utilisés dans le monde, représentant environ 17 % de la consommation mondiale d'électricité. Par conséquent, de nombreuses recherches ont été menées pour améliorer l'efficacité de ces sources d'énergie et pour réduire son impact sur l'environnement.

Le système de réfrigération à compression de vapeur est l'un des systèmes le plus traditionnel. De nombreuses technologies alternatives ont été introduites afin d'améliorer les performances de ce système, ce qui augmente souvent non seulement son efficacité énergétique, mais également son coût initial et sa complexité opérationnelle. Afin de trouver le cycle optimal en termes d'économie d'énergie, plusieurs études ont été menées sur des cycles alternatifs. [6]

Heo et al [7] ont effectué une comparaison entre un cycle de réfrigération à compression de vapeur (*VCRC*) et un cycle de réfrigération à injection de vapeur *VIRC* l'étude a révélé que l'utilisation de l'injection de vapeur augmente le coefficient de performance du cycle (*COP*) de 25%.

De nombreuses études ont proposé des mélanges comme réfrigérants potentiels pour les systèmes de réfrigération, **D'Angelo et al [8]** ont effectué une évaluation des performances d'un *VIRC* utilisant le mélange R290/R600a. le *COP* maximal (*COP_{max}*) a été obtenue en utilisant un mélange de 40/60 % en poids. Les résultats ont montré que le *COP* du *VIRC* était de 16% à 32% supérieur à celui du *VCRC*.

Lee et al [9] ont mesuré les performances d'intégration du *R134a*, du *R1234yf* et du mélange *R1234yf/R134a* dans un banc d'essai de pompe à chaleur. Les résultats ont montré que le *COP* du *R1234yf* et du *R1234yf/R134a* est égal à celui du *R134a*.

Chen, J. ; et al.[10] ont confirmé que le réfrigérant idéal doit avoir une chaleur latente de vaporisation élevée, de bonnes performances de transfert de chaleur et une large plage de températures de fonctionnement. En tenant compte des questions générales suivantes lors du choix Réfrigérants :

1. Impact sur l'environnement : Potentiel de réchauffement global (*GWP*), potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone et durée de vie dans l'atmosphère.
2. Caractéristiques de sécurité : Inflammabilité, pyrophore et toxicité
3. Disponibilité et coût.

Calm, J.M. [11] a présenté une étude sur l'utilisation des réfrigérants naturels tels que les hydrocarbures (*HC*). On a conclu que les *HC* ont un *ODP* nul, un *GWP* très faible et de bonnes propriétés thermo physiques. Ils sont très solubles dans les huiles minérales conventionnelles, non toxiques, chimiquement stables et Compatible avec les matériaux traditionnels utilisés dans les systèmes de réfrigération.

Besagni, G. [12] dans l'étude des hydrofluorooléfines (*HFO*) comme alternatifs aux réfrigérant synthétiques, a conclu que ces derniers sont prometteurs par rapport à leurs effets sur la couche d'ozone. D'une autre manière, ce type de réfrigérants peut équilibrer entre ces paramètres : les performances, la durabilité, l'impact environnemental et la sécurité.

Les azéotropes et les zéotropes ont été discutés dans la littérature en tant que réfrigérants. Les azéotropes suscitent un intérêt croissant dans les applications de réfrigération en raison de leur glissement de température nul et de leurs propriétés thermophysiques particulières. [13]

Mota-Babiloni et al., ont montré que les *HFO* présentent également des problèmes environnementaux potentiels, tels que :

1. Leur décomposition en acide trifluoroacétique, un composé nocif pour l'environnement aquatique,
2. Incendies accidentels ; y compris *HFO* contenant du fluorure d'hydrogène et Le fluorure de carbonyle (très toxique pour les animaux) et
3. Le *HFO* sont actuellement fabriqués à partir de *HCFC* et de *HFC*.

De plus, les *HFO* ont des impacts environnementaux similaires aux *HFC* en raison de leur consommation d'énergie plus élevée si l'on considère l'impact équivalent total sur le réchauffement climatique, c'est-à-dire les émissions du dioxyde de carbone provenant de la consommation d'électricité. [14]

Rajapaksha, a montré que le mélange zéotropique de $HC + CO_2$ introduit des caractéristiques supplémentaires à la conception et au fonctionnement de la réfrigération à compression de vapeur. Parmi ceux-ci, une caractéristique importante qui est le glissement de température dans le mélange réfrigérant pendant la phase monnaie. [15]

II.4 Conclusion :

Dans ce chapitre on a présenté une étude bibliographique sur l'avancement des recherches sur les applications et les améliorations des cycles de réfrigération à compression de vapeur. Notre étude a été effectuée pour la première fois sur un mélange de fluide comme un réfrigérant potentiel des systèmes de réfrigération car on a consulté plusieurs références aucune n'a été trouvée.

CHAPITRE III

**Étude énergétique et exergetique du
cycle.**

III.1 Introduction

Dans ce chapitre on va éclaircir quelques notions de base sur l'analyse thermodynamique des systèmes. Et nous allons appliquer les équations des bilans d'énergie et d'exergie sur tous les composants de la machine frigorifique à compression de vapeur fonctionnant avec un mélange binaire de fluides (R134a/R600a).

III.2 Équations d'équilibre pour l'analyse Thermodynamique

Une analyse thermodynamique est indispensable pour l'évaluation d'un système de conversion d'énergie, dont le 1^{ère} et les 2^{èmes} principes qui doivent être respectés afin de bien obtenir une analyse complète du système, en tenant compte des critères générales basées sur les efficacités énergétique et exergetique, qui nous servent à étudier les effets des différents paramètres d'opération de tels systèmes et pour identifier les performances optimales dans des conditions de travail imposées.

Une analyse thermodynamique est principalement basée sur les équations d'équilibre suivantes :

III.2. Équation du bilan massique

L'effet de l'ajout ou de l'extraction de masse sur le bilan énergétique d'un volume de contrôle est proportionnel au « débit massique », qui est défini comme la quantité de masse s'écoulant à travers la section transversale d'un courant par unité de temps. Pour un volume de contrôle et selon le « principe de conservation de la masse », la masse nette transférée au système est égale à la variation nette de la masse à l'intérieur du système et la masse nette qui quitte le système [16]. L'équation de bilan massique pour un volume de contrôle peut être écrite comme suit :

$$\sum \dot{m}_{\text{ent}} = \sum \dot{m}_{\text{sort}} + \frac{dm_{\text{cv}}}{dt} \quad (3.1)$$

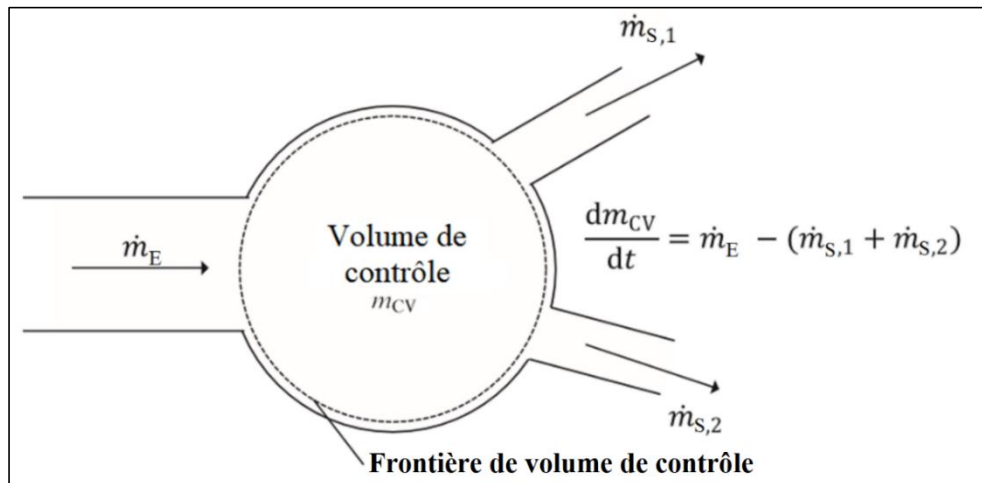


Figure III.1 : Schéma illustrant l'équation du bilan de masse.

III.2.2 Équation du bilan énergétique

Le premier principe de la thermodynamique, qui traduit la conservation d'énergie peut s'énoncer de la façon suivante : Pour un système subissant une transformation quelconque, la somme du travail des forces extérieures W et de la quantité de chaleur Q échanges est :

- Nulle, si la transformation est fermée (état final identique à l'état initial : cycle).
- Indépendante du chemin suivi sur un diagramme d'état si la transformation n'est pas fermée.

Le bilan énergétique général d'un processus peut être exprimé en termes de :

Energie totale du système = Energie entrante dans le système – Energie sortante du système

Étant donné que le système est ouvert et que sa masse varie, l'équation du bilan énergétique peut être écrite comme suit :

$$\sum_E \dot{m} * \theta + \sum \dot{Q}_E + \sum \dot{W}_E = \sum_S \dot{m} * \theta + \sum \dot{Q}_S + \sum \dot{W}_S + \left[\frac{d(m*e)}{dt} \right]_{Sys} \quad (3.2)$$

Avec $\left[\frac{d(m*e)}{dt} \right]_{Sys}$ Représente la de variation de l'énergie totale du système.

« e » est l'énergie spécifique totale.

« θ » est l'énergie totale de la matière en écoulement qui est définie par :

$$\theta = u + P * V + \frac{1}{2} * v^2 + g * z = h + \frac{1}{2} * v^2 + g * z \quad (3.3)$$

Il n'y a pas de variation d'énergie cinétique associée au système. De plus, s'il y a un changement d'élévation négligeable dans le système, on peut négliger le terme d'énergie potentielle [16]. Pour un système ouvert stationnaire sans variation d'énergie potentielle, devient :

$$\dot{Q}_E + \dot{W}_E + \sum_E(\dot{m} * h) = \dot{Q}_S + \dot{W}_S + \sum_S(\dot{m} * h) + \left[\frac{d(m*e)}{dt} \right]_{sys} \quad (3.4)$$

Si, en plus, le régime est permanent, le système est dans un état stable, alors il n'y a pas de changement net d'énergie associé au système ouvert. Ce type d'opération est appelé flux continu [16]. Dans ce cas, l'équation du bilan énergétique devient :

$$\dot{Q}_E + \dot{W}_E + \sum_E(\dot{m} * h) = \dot{Q}_S + \dot{W}_S + \sum_S(\dot{m} * h) \quad (3.5)$$

III.2.3 Équation du bilan entropique

Deux expériences simples mettent clairement en évidence la nécessité d'ajouter au premier principe qui implique la conservation de l'énergie, une règle supplémentaire qui impose le sens d'une transformation. Considérons deux compartiments d'un récipient, séparés par une paroi, l'un vide l'autre rempli d'un gaz. Quand on escamote la paroi, le gaz diffuse pour occuper tout le volume disponible (expérience de Joule). De même, si on met en contact deux solides de températures différentes, la chaleur va toujours du corps chaud vers le corps froid. [1]

Dans les deux cas, l'énergie interne de l'ensemble est conservée et le premier principe est respecté. Toute transformation réelle a un sens, qu'elle se fasse dans un sens ou dans un autre, et possède un caractère irréversible.

Ces constats expérimentaux montrant un sens d'évolution imposent de mettre en lumière la nécessité d'un principe d'évolution. [1]

$$\sum_E S + S_{gen} = \sum_S S + \Delta S_{sys} \quad (3.6)$$

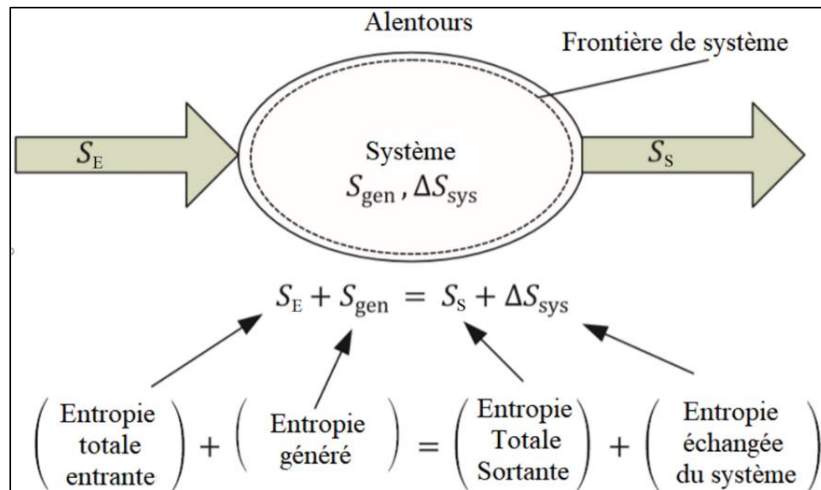


Figure III.2 : Schéma explicatif de l'équation d'équilibre d'entropie - énoncé du second principe de la thermodynamique.

III.2.4 Équation du bilan exergetique :

L'équation du bilan exergetique est une expression mathématique qui englobe les deux principes de la thermodynamique. Elle introduit le terme d'exergie détruite, qui représente le potentiel de travail maximal qu'il n'est impossible de le récupérer pour un usage pratique en raison des irréversibilités. Pour un système réversible, il n'y a pas de destruction d'exergie car tout le travail généré par le système peut être rentabilisé [16]. Il existe un lien direct entre la destruction d'énergie, la génération d'entropie et la température de référence de l'environnement, de sorte que :

$$Ex_d = T_0 * \Delta S_{gen} \quad (3.7)$$

L'exergie d'un système thermodynamique fermé comprend quatre termes, à la fois physique, chimique, cinétique et potentiel [16]. L'exergie totale d'un système sans flux est écrit comme suit :

$$EX_T = EX_{physique} + EX_{chimique} + EX_{cinétique} + EX_{potentiel} \quad (3.8)$$

Comme précisé par Dincer et Rosen en 2013 [16], l'exergie d'un flux de matière en écoulement « EX_T » représente la somme de l'exergie non liée à l'écoulement et de l'exergie associée au travail d'écoulement du flux [16], par conséquent l'exergie totale avec un flux devient :

$$EX_{TotF} = EX_T + (P - P_0) * V \quad (3.9)$$

L'exergie physique d'un écoulement hors flux est définie par :

$$EX_{physique} = (U - U_0) + P_0 * (V - V_0) - T_0 * (S - S_0) \quad (3.10)$$

Les exergies cinétique et potentielle d'un système sont égales à l'exergie cinétique et potentielle respectivement [16], qui sont données par des formules connues telles que :

$$EX_{cinétique} = \frac{1}{2} * m * v^2 \quad (3.11)$$

$$EX_{potentielle} = m * g * (z - z_0) \quad (3.12)$$

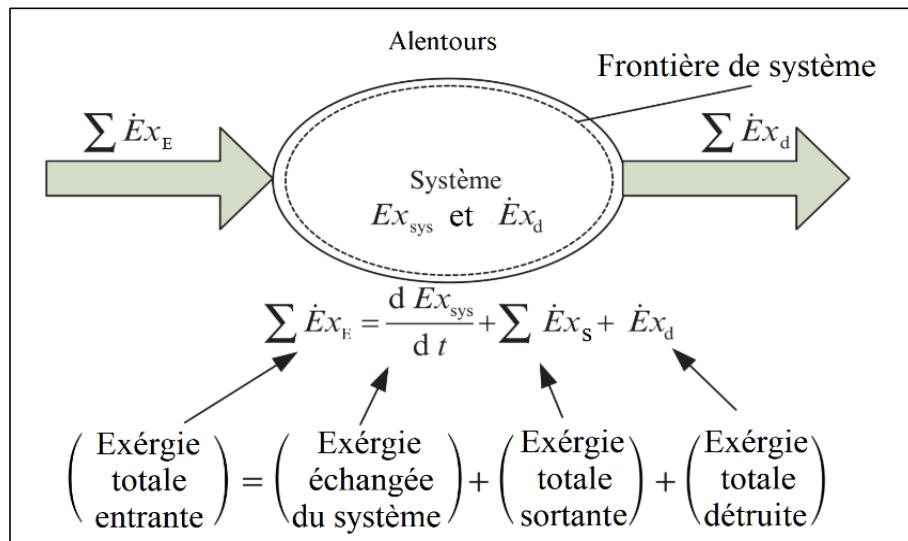


Figure III.3 : Schéma explicatif de l'équation du bilan exergetique.

- $\dot{EX}_d > 0$ un processus irréversible.
- $\dot{EX}_d = 0$ un processus réversible.
- $\dot{EX}_d < 0$ un processus impossible.

La **figure III.3** présente un schéma explicatif pour illustrer les pertes et les destructions d'exergies entrantes et sortantes. Dans un système thermodynamique, l'exergie totale entrant dans le système doit être équilibrée par l'exergie totale sortant du système, le changement de contenu exergetique du système et la destruction de l'exergie.

L'exergie peut être transférée vers ou depuis un système par trois moyens : le travail, la chaleur et la masse [16]. Par conséquent, l'équation du bilan exergetique peut être exprimée de manière générale sous forme :

$$\Sigma_E \left[\dot{W} + \dot{m} * \varphi + \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) * \dot{Q} \right] = \Sigma_S \left[\dot{W} + \dot{m} * \varphi + \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) * \dot{Q} \right] + \dot{E}_{X_d} \quad (3.13)$$

Où « φ » est l'exergie spécifique totale, qui s'écrit sous la forme :

$$\varphi = (h - h_0) + T_0 * (s - s_0) + \frac{1}{2} * v^2 + g * (z - z_0) + ex^{Ch} \quad (3.14)$$

Étant donné qu'il y'a un seul flux :

$$\Sigma_E \left[\dot{W} + \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) * \dot{Q} \right] = \Sigma_S \left[\dot{W} + \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) * \dot{Q} \right] + \dot{m} * (\varphi_2 - \varphi_1) + \dot{E}_{X_d} \quad (3.15)$$

L'exergie due au transfert de travail Ex^W doit être égale au travail, car par définition, l'exergie représente le potentiel maximum d'un système pour effectuer un travail [16].

$$Ex^W = W \quad (3.16)$$

III.3 Analyse énergétique et exergetique du cycle frigorifique :

Pour l'analyse de système frigorifique à compression de vapeur, pour chaque organe on applique le premier principe et le deuxième principe de la thermodynamique ainsi que l'analyse exergetique sur chaque composant de l'installation, en supposant que le système est en état d'équilibre et en adoptant une approche de volume de contrôle sur chacun des organes, toutefois en négligeant la variation des énergies cinétique et potentielle. Le système est décrit par l'ensemble d'équations suivant :

Débit massique du réfrigérant $\dot{m}_{mélange}$

$$\dot{m}_{mélange} = \dot{m}_{R600a} + \dot{m}_{R134a} \quad (3.17)$$

$$x_{R600a} = \frac{\dot{m}_{R600a}}{\dot{m}_{R600a} + \dot{m}_{R134a}} \quad (3.18)$$

$$x_{R134a} = 1 - x_{R600a} = \frac{\dot{m}_{R134a}}{\dot{m}_{R600a} + \dot{m}_{R134a}} \quad (3.19)$$

$$x_{R600a} + x_{R134a} = 1 \quad (3.20)$$

x_{R600a} , x_{R134a} Représentent les concentrations massiques des frigorigènes.

L'enthalpie spécifique pour chaque point du cycle :

$$h_1 = (xh_1)_{R600a} + ((1-x)h_1)_{R134a} \quad (3.21)$$

$$h_2 = (xh_2)_{R600a} + ((1-x)h_2)_{R134a} \quad (3.22)$$

$$h_3 = (xh_3)_{R600a} + ((1-x)h_3)_{R134a} \quad (3.23)$$

$$h_4 = (xh_4)_{R600a} + ((1-x)h_4)_{R134a} \quad (3.24)$$

L'entropie spécifique pour chaque point du cycle :

$$S_1 = (xS_1)_{R600a} + ((1-x)S_1)_{R134a} \quad (3.25)$$

$$S_2 = (xS_2)_{R600a} + ((1-x)S_2)_{R134a} \quad (3.26)$$

$$S_3 = (xS_3)_{R600a} + ((1-x)S_3)_{R134a} \quad (3.27)$$

$$S_4 = (xS_4)_{R600a} + ((1-x)S_4)_{R134a} \quad (3.28)$$

La formule de la puissance frigorifique est donnée par :

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_{mélange}(h_1 - h_4) \quad (3.29)$$

La formule de la puissance dégagée par le condenseur est donnée par :

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{mélange}(h_2 - h_3) \quad (3.30)$$

Le rendement isentropique est défini comme le rapport du travail isentropique sur le travail réel d'un compresseur :

$$\eta_{is} = \frac{W_{is}}{W_r} = \frac{\Delta h_{is}}{\Delta h_r} = \frac{(h_{2is} - h_1)}{(h_2 - h_1)} = 0.8 \quad (3.31)$$

Le coefficient de performance COP est déterminé par :

$$COP = \dot{Q}_f / \dot{W}_c \quad (3.32)$$

L'exergie en tous points du cycle est écrit comme suit

$$\dot{E}_x = \dot{m}_{mélange}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (3.33)$$

L'exergie détruite pour un volume de contrôle est calculée par la relation (3.34) [17] :

$$\dot{E}_{xd} = \Delta[\sum \dot{E}_x]_{ent}^{sort} + \Delta\left[\sum \dot{Q}\left(1 - \frac{T_0}{T}\right)\right]_{ent}^{sort} + \Delta[\sum \dot{W}]_{ent}^{sort} \quad (3.34)$$

Rendement global de l'installation :

$$\eta = 1 - (\dot{E}_{xd}/\dot{W}_c) \quad (3.35)$$

III.3.1 Compresseur

Le compresseur est le cœur de la machine frigorifique qui assure l'augmentation de la pression et de la température.

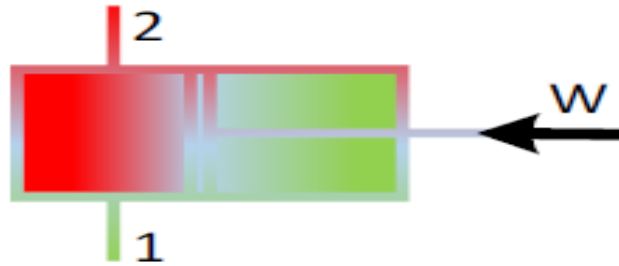


Figure III.4 : Schéma du compresseur [1].

Les bilans énergétiques et exergetiques dans ce composant sont les suivants :

Le bilan énergétique au niveau du compresseur s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{mélange} h_1 + \dot{W}_c = \dot{m}_{mélange} h_2 \quad (3.36)$$

La puissance consommée par le compresseur est donc :

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{mélange} (h_2 - h_1) \quad (3.37)$$

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{ent} - \dot{S}_{sort} + \dot{S}_{gen} = \Delta\dot{S}_{sys} = 0 \quad (3.38)$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_{sort} - \dot{S}_{ent} \quad (3.39)$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{mélange} S_2 - \dot{m}_{mélange} S_1 = \dot{m}_{mélange} (S_2 - S_1) \quad (3.40)$$

Pour calculer l'exergie détruite on fait comme suivant :

$$\dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sort} - \dot{E}_{xd} = 0 \quad (3.41)$$

$$\dot{E}_{xd} = \dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sort} \quad (3.42)$$

$$\dot{E}_{xd} = \dot{W}_c + \dot{E}_{x1} - \dot{E}_{x2} \quad (3.43)$$

Avec :

$$\dot{E}_x = \dot{m}_{mélange}(h - T_0 S) \quad (3.44)$$

$$\dot{E}_{xd} = \dot{W}_c - \dot{m}_{mélange}[h_2 - h_1 - T_0(S_2 - S_1)] \quad (3.45)$$

$$\dot{E}_{xd} = \dot{W}_c - \dot{W}_{rev} \quad (3.46)$$

La puissance réversible \dot{W}_{rev} s'écrit sur la forme suivante :

$$\dot{W}_{rev} = \dot{E}_{x2} - \dot{E}_{x1} = \dot{m}_f[h_2 - h_1 - T_0(S_2 - S_1)] \quad (3.47)$$

D'où :

$$\dot{E}_{xd} = \dot{m}_{mélange}(h_2 - h_1) - \dot{m}_f[h_2 - h_1 - T_0(S_2 - S_1)] \quad (3.48)$$

$$\dot{E}_{xd} = \dot{m}_{mélange}T_0(S_2 - S_1) \quad (3.49)$$

$$\dot{E}_{xd} = T_0 \cdot \dot{S}_{gen} \quad (3.50)$$

Le rendement exergetique du compresseur :

$$n_{ex,comp} = 1 - (\dot{E}_{xd}/(\dot{E}_{x2} - \dot{E}_{x1})) \quad (3.51)$$

III.3.2 Condenseur

Le rôle du condenseur est l'échange de la chaleur avec le milieu extérieur.

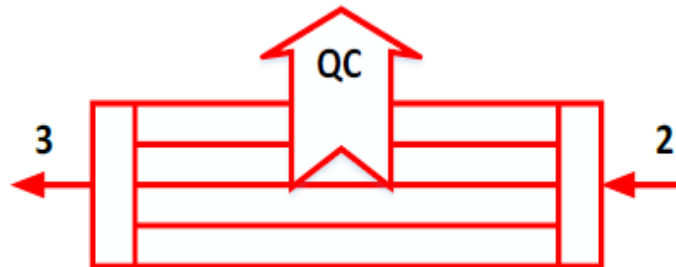


Figure III.5 : Schéma du condenseur [1].

Les bilans énergétiques et exergetiques dans ce composant sont les suivants :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{mélange}h_3 + \dot{Q}_c = \dot{m}_{mélange}h_2 \quad (3.52)$$

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{ent} - \dot{S}_{sort} + \dot{S}_{gen} = \Delta\dot{S}_{sys} = 0 \quad (3.53)$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_{sort} - \dot{S}_{ent} \quad (3.54)$$

$$\dot{S}_{gen} = \frac{\dot{Q}_c}{T_c} + \dot{m}_{mélange} s_3 - \dot{m}_{mélange} s_2 \quad (3.55)$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{mélange} \left(s_3 - s_2 + \frac{\dot{Q}_c}{T_c} \right) \quad (3.56)$$

On calcule l'exergie comme suit :

$$\dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sort} - \dot{E}_{xd} = 0 \quad (3.57)$$

$$\dot{E}_{xd} = \dot{E}_{x2} - \dot{E}_{x3} - \dot{Q}_c \quad (3.58)$$

$$\dot{E}_{xd} = \dot{m}_{mélange} [h_2 - h_3 - T_0(s_3 - s_2)] - \dot{Q}_c \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) \quad (3.59)$$

Le rendement exergetique du condenseur

$$n_{ex,cond} = 1 - (\dot{E}_{xd} / (\dot{E}_{x2} - \dot{E}_{x3})) \quad (3.60)$$

III.3.3 Détendeur

Le détendeur permet de réduire la pression du fluide frigorigène issu du condenseur avant son introduction dans l'évaporateur.



Figure III.6 : Schéma du détendeur [1].

Les bilans énergétique et exergetique dans ce composant sont les suivants :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{mélange} h_3 = \dot{m}_{mélange} h_4 \quad (3.61)$$

$$\text{D'où } h_3 = h_4$$

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{ent} - \dot{S}_{sort} + \dot{S}_{gen} = \Delta\dot{S}_{sys} = 0 \quad (3.62)$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_{sort} - \dot{S}_{ent} \quad (3.63)$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{mélange}(S_4 - S_3) \quad (3.64)$$

L'exergie détruite est calculée comme suit :

$$\dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sort} - \dot{E}_{xd} = 0 \quad (3.65)$$

$$\dot{E}_{xd} = \dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sort} \quad (3.66)$$

$$\dot{E}_{xd} = \dot{E}_{x3} - \dot{E}_{x4} = T_0 \cdot \dot{S}_{gen} = T_0 \dot{m}_{mélange}(S_4 - S_3) \quad (3.67)$$

Le rendement exergetique du détenteur :

$$n_{ex,det} = 1 - (\dot{E}_{xd}/(\dot{E}_{x3} - \dot{E}_{x4})) \quad (3.68)$$

III.3.4 Evaporateur

L'évaporateur est un échangeur de chaleur dans lequel le fluide frigorigène change de phase, il permet l'échange entre le fluide frigorigène et le milieu à refroidir.

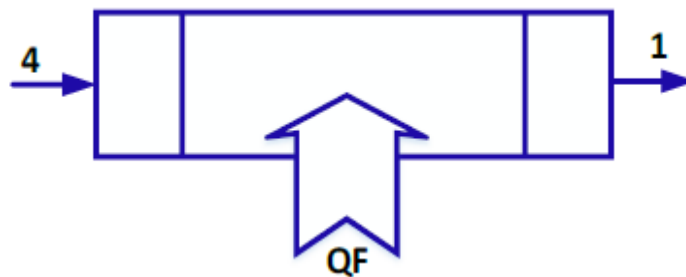


Figure III.7 : Schéma d'un évaporateur [1].

Les bilans énergétique et exergetique dans ce composant sont les suivants :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{mélange}h_1 = \dot{Q}_f + \dot{m}_{mélange}h_4 \quad (3.69)$$

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{ent} - \dot{S}_{sort} + \dot{S}_{gen} = \Delta\dot{S}_{sys} = 0 \quad (3.70)$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_{sort} - \dot{S}_{ent} \quad (3.71)$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_{mélange} S_1 - \dot{m}_{mélange} S_4 - T_0 \frac{\dot{Q}_f}{T_e} \quad (3.72)$$

Le bilan d'exergie s'écrit comme suit :

$$\dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sort} - \dot{E}_{xd} = 0 \quad (3.73)$$

$$\dot{E}_{xd} = \dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sort} \quad (3.74)$$

$$\dot{E}_{xd} = \dot{E}_{x4} - \dot{E}_{x1} + T_0 \frac{\dot{Q}_f}{T_e} \quad (3.75)$$

$$\dot{E}_{xd} = \dot{m}_{mélange} [h_4 - h_1 - T_0(S_4 - S_1)] + \dot{Q}_f \left(1 - \frac{T_0}{T_e}\right) \quad (3.76)$$

Le rendement exergetique de l'évaporateur :

$$n_{ex, evp} = 1 - (\dot{E}_{xd} / (\dot{E}_{x4} - \dot{E}_{x1})) \quad (3.77)$$

III.3 Conclusion

Les équations présentées dans ce chapitre décrivent l'analyse énergétique et exergetique d'un système frigorifique à compression de vapeur, cette analyse théorique montre le fonctionnement de chaque composant de notre installation.

CHAPITRE IV

Interprétations des résultats.

IV.1 Introduction

Le but de ce chapitre est de présenter et d'analyser les résultats issus des bilans effectués et formulés dans le chapitre précédent. Ici une étude paramétrique est exposée, tout en mettant en avant l'effet de la concentration sur le comportement du système, ainsi que la détermination la composition du mélange dans laquelle les performances énergétique et exergetique de l'installation sont optimales.

IV.2 Fluide de travail

Le règlement européen F-Gas a met en place un calendrier d'interdiction qui élimine au fur et à mesure les fluides dotés d'un *GWP* élevé. Actuellement, depuis le 1 janvier 2022, il est interdit l'utilisation et la commercialisation des fluides qui disposent d'un *GWP* supérieur ou égale à 150 .[18]

Les secteurs du froid doivent donc se référer au décret F-Gas, qui invite à choisir des fluides frigorigènes alternatifs à ceux existant déjà, comme les fluides naturels et les mélanges de fluide. [18]

Dans ce qui suit nous allons présenter l'étude d'une installation fonctionnant avec un mélange binaire de réfrigérant *R134a/R600a*.

R134a

Est un halogène de formule brute CF_3CFH_2 Il est utilisé principalement comme fluide réfrigérant sous le nom de *R134a* ou *HFC – 134a*. Composé de la classe des hydrofluorocarbures (*HFC*), il n'a pas d'impact sur la couche d'ozone ($ODP = 0$), il a été donc désigné pour remplacer de divers *CFC* dans les systèmes de refroidissements, mais il contribue grandement à l'effet de serre ($GWP = 1430$) et sa teneur dans l'air augmente régulièrement depuis 1990.

Isobutane

Est un hydrocarbure de formule brute C_4H_{10} que l'on trouve sous forme de gaz dans les conditions standard de température et de pression. C'est un isomère de butane. Il est utilisé comme fluide réfrigérant sous le nom de *R600a* (ou « Green freeze »).

IV.3 Conditions d'opération

Dans cette partie nous allons présenter les résultats obtenus par la modélisation de ce système.

Les conditions de fonctionnement de l'installation en question sont représentées dans le tableau suivant :

$P_0 [Pa]$	$T_0 [^{\circ}C]$	$Q_f [kW]$	η_{is}	x	$T_c [^{\circ}C]$	$T_e [^{\circ}C]$
101.325	25	5	0.8	0.2126	30-50	-20-0

Tableau IV.1 : Condition d'opération.

x Représente la concentration de l'isobutane dans le mélange $R134a/R600a$.

IV.4 Influence de concentrations du fluide sur les performances de l'installation :

Dans ce qui suit nous avons représenté des figures sous forme de graphique pour éclaircir l'effet de la concentration du fluide 1 ($R600a$) par rapport au fluide 2 ($R134a$), sur les performances de l'installation.

IV.1.1 Coefficient de performance COP

La **figure IV.1** représente l'évolution du COP en fonction des concentrations du mélange de réfrigérant ($R134a/R600a$), pour différentes températures de condensation.

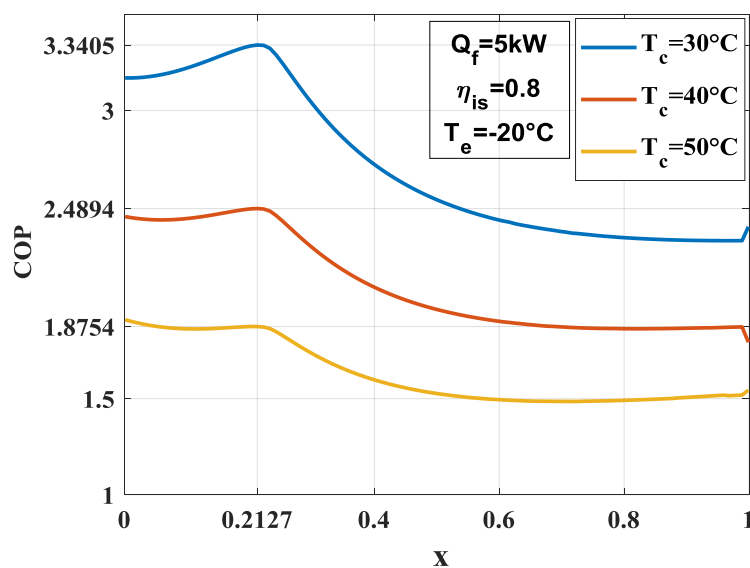


Figure IV.1 : Coefficient de performance COP en fonction des concentrations du fluide.

Le COP augmente jusqu'à un point maximum $x = 0.2126$ et il diminue de $x = 0.2126$ à $x = 1$.

Pour une variation du x de 0 à 1 et pour $T_c = 30^\circ\text{C}$, le COP augmente de 3.169 jusqu'au point max 3.339 puis diminue jusqu'à 2.395, tandis que pour une variation de T_c de 30°C à 50°C , on constate une diminution du COP de 3.169 à 1.911 pour $x = 0$, une diminution de 3.339 à 1.873 pour $x = 0.2126$ et finalement une diminution de 2.395 à 1.544 pour $x = 1$.

La **figure V.2** illustre l'évolution du COP en fonction des concentrations du mélange des réfrigérants ($R134a/R600a$), Pour différentes températures d'évaporation.

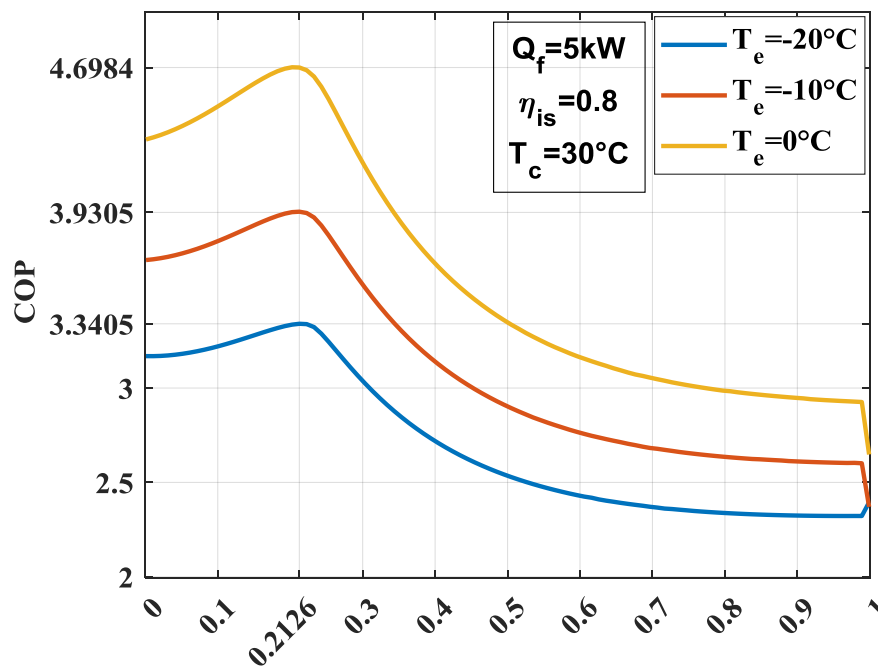


Figure IV.2: Coefficient de performance COP en fonction des concentrations du fluide.

Cette figure montre clairement que les courbes de COP passent par des maximums à une concentration quelque soit la température d'évaporation. A partir cette concentration $x = 0.2126$ le COP décroît avec l'augmentation de la concentration x jusqu'à $x = 1$.

Pour une variation de x de 0 à 1 et pour $T_c = 30^\circ\text{C}$, le COP augmente de 3.169 jusqu'au point max 3.323 pour une concentration massique de $x = 0$ à $x = 0.2126$ puis diminue jusqu'à 2.371, tandis que pour une variation de -20°C à 0°C , on constate une

augmentation du COP de 3.169 à 4.317 pour $x = 0$, une augmentation de 3.323 à 4.686 pour $x = 0.2329$ et finalement une augmentation de 2.371 à 2.926 pour $x = 1$.

Le COP_{max} est atteint au point $x = 0.2126$ qui représente le point azéotrope du mélange $R134a/R600a$, ce phénomène est décrit sur la figure suivante :

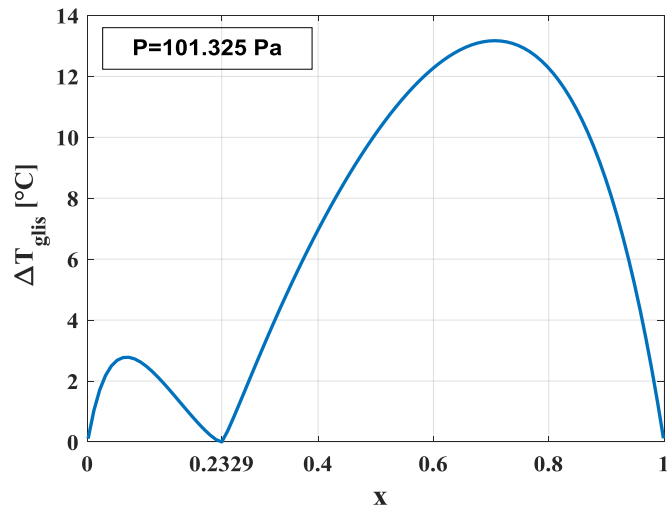


Figure IV.3: Courbe de glissement de température en fonction de la concentration.

On remarque qu'elle est nulle pour 0 et 1 puisque y'a pas de mélange dans ces points (un seul fluide), et le point 0.2329 représente le point azéotrope du mélange (pas de glissement de température entre les deux fluides), au voisinage de ce point on a eu les meilleures performances.

La **figure IV.4** représente le diagramme liquide-vapeur pour le mélange $R134a/R600a$ à $P = 101.325 Pa$.

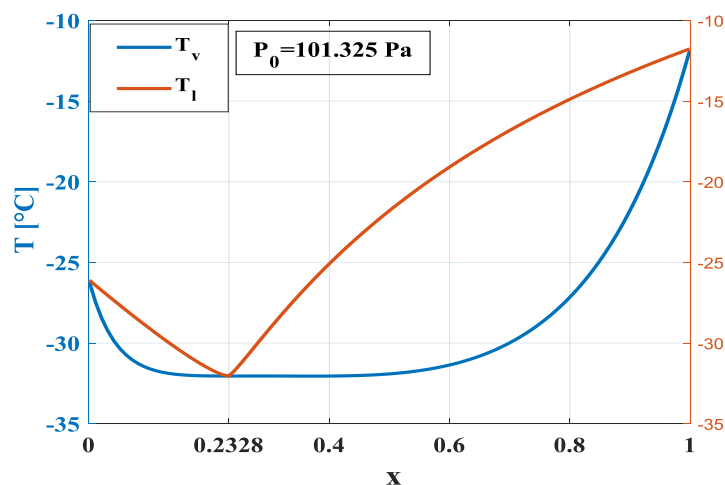


Figure IV.4: Diagramme de phase du mélange $R134a/R600a$.

IV.1.1 Rendement éxergétique global de l'installation :

La **figure IV.5** représente l'évolution du rendement globale de l'installation en fonction des concentrations du fluide pour différentes températures de condensation.

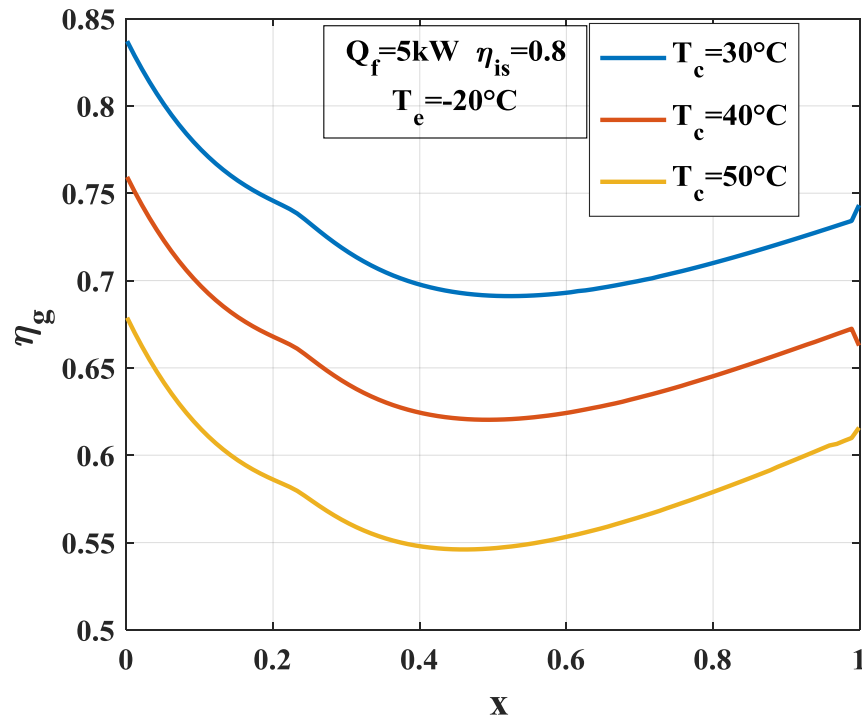


Figure IV.5 : Rendement éxergétique globale de l'installation en fonction des concentrations du fluide.

On aperçoit qu'il y a deux plages du rendement éxergétique global pour une concentration x qui varie de 0 à 0.5151 le rendement éxergétique global diminue de 17.43% et il augmente de $x = 0.5151$ à 1 de 7.01%, tandis que pour une variation de T_c de 30°C à 50°C le rendement global diminue de 22.24% pour $x = 0$, 20.80% pour $x = 0.5151$ et finalement 10.89% pour $x = 1$.

La **figure IV.6** représente l'évolution du rendement exergetique globale de l'installation en fonction des concentrations du mélange de réfrigérant(R134a/R600a), pour différentes températures d'évaporation.

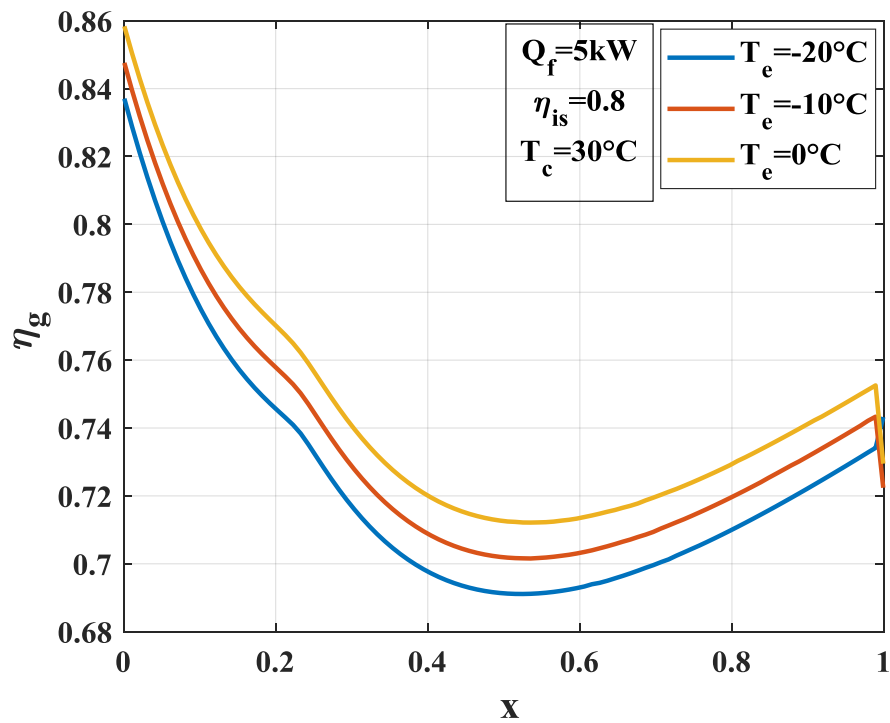


Figure IV.6: Rendement exergetique globale de l'installation en fonction concentrations du fluide.

On aperçoit qu'il a deux plages du rendement exergetique global pour une concentration x qui varie de 0 à 0.5151 le rendement exergetique global diminue de 17.43% et il augmente de $x = 0.5151$ à 1 de 7.01%, tandis que pour une variation de T_e de -20°C à 0°C le rendement global augmente de 2.49% pour $x = 0$, 3% pour $x = 0.5151$ et finalement 3.06% pour $x = 1$.

IV.1.2 Débit massique

La **figure IV.7** représente l'évolution du débit massique en fonction des concentrations du mélange de réfrigérant (*R134a/R600a*), pour différentes températures de condensation.

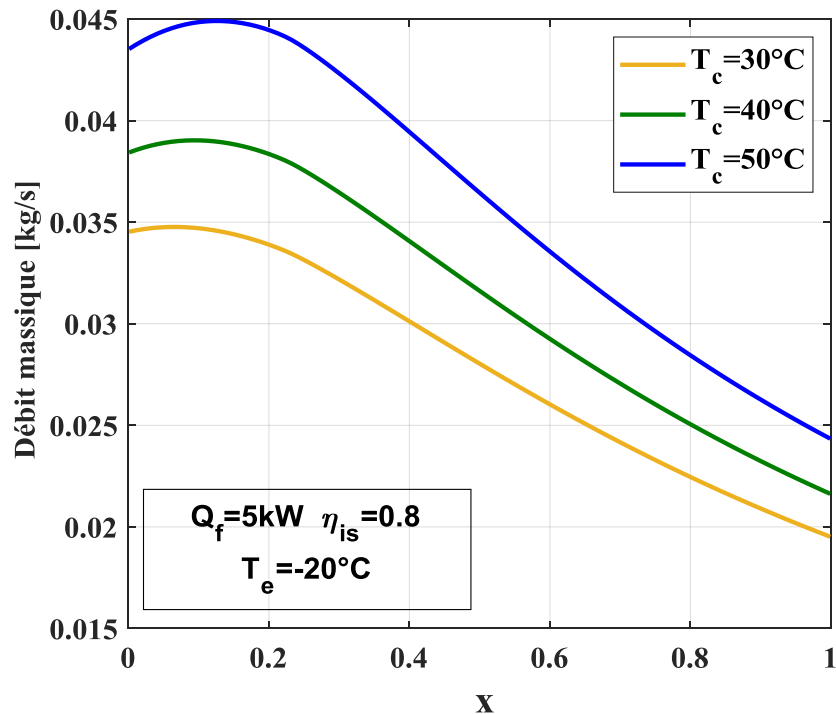


Figure IV.7: Débit massique en fonction des concentrations du fluide.

D'après cette figure on s'aperçoit que pour une concentration x qui varie de 0 à 1 le débit massique diminue de 43.46%, tandis que pour une variation de $T_c = 30^\circ\text{C}$ à 50°C le débit massique augmente de 18.90% pour $x=0$, une augmentation de 19.80% pour $x=1$.

La **figure IV.8** représente l'évolution du débit massique du compresseur en fonction des concentrations du mélange de réfrigérant (R134a/R600a), pour différentes températures d'évaporation.

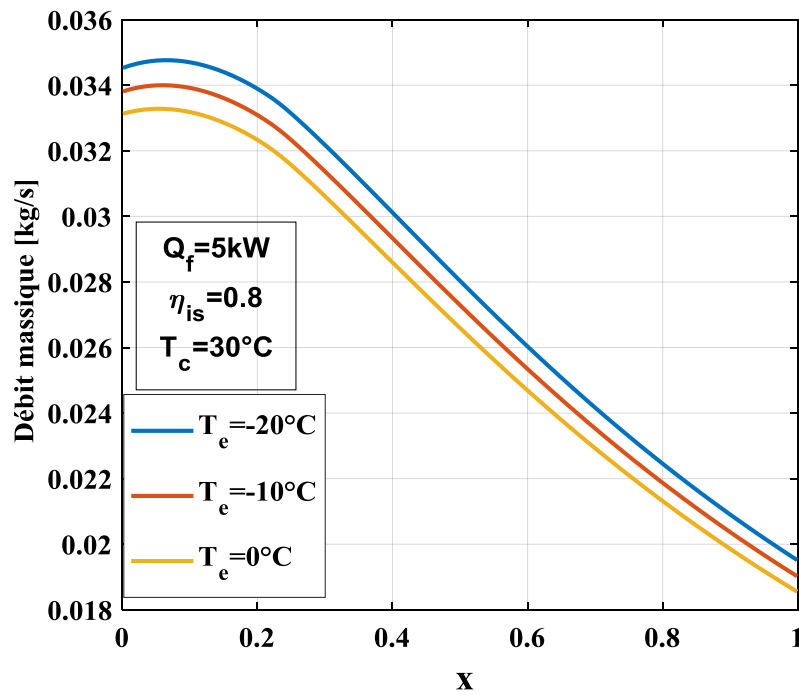


Figure IV.8: Débit massique en fonction des concentrations du fluide.

D'après la figure on s'aperçoit que pour une concentration x qui varie de 0 à 1 le débit massique diminue de 43.46%, tandis que pour une variation de T_c de 30°C à 50°C le débit massique diminue de 4.05% pour $x = 0$, une diminution de 4.96% pour $x = 1$.

IV.2 Influence de la température de condensation sur les performances de l'installation

Dans ce qui suit-on montre l'effet de la température de condensation du fluide 1 (*R600a*) par rapport au fluide 2 (*R134a*), sur les performances de l'installation.

IV.2.1 Coefficient de performance *COP*

La **figure IV.9** représente l'évolution du coefficient de performance *COP* en fonction de la température de condensation, pour différentes concentrations du fluide.

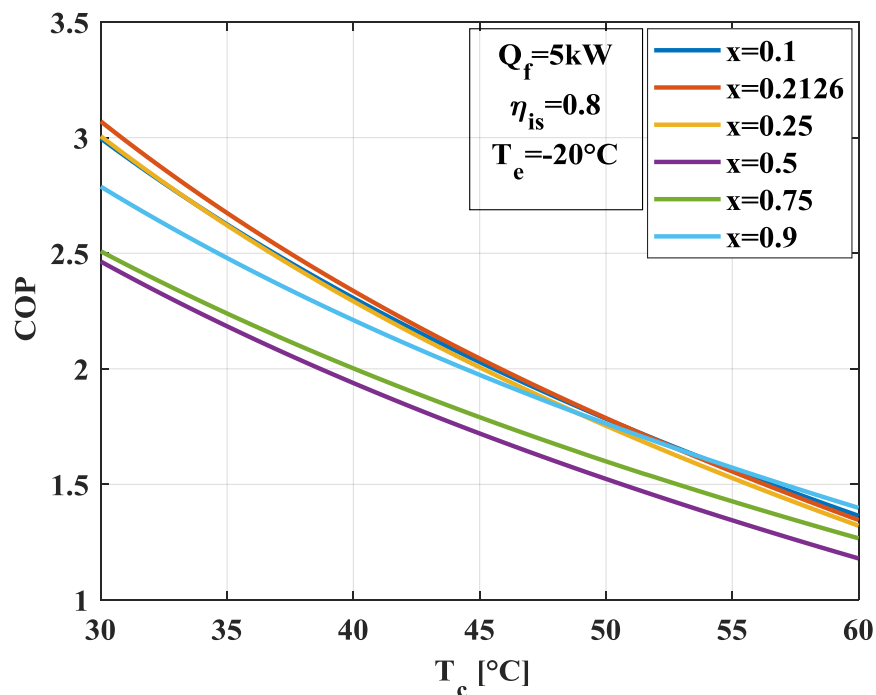


Figure IV.9: Coefficient de performance en fonction de la température de condensation.

L'évolution du *COP* est inversement proportionnelle à la température de condensation.

Pour une augmentation de température condensation T_c de 30°C à 60°C et pour une concentration $x = 0.1$ on constate une diminution du *COP* de 3.00644 à 1.34572, tandis que pour une variation de concentration de 0.1 à 0.9, on constate une diminution du *COP* de 3.00644 à 2.46416 pour $T_c = 30^\circ\text{C}$, et une diminution de 1.34572 à 1.18923 pour $T_c = 60^\circ\text{C}$.

Le COP_{max} est atteint pour une concentration de $x = 0.2126$, il est de l'ordre de 3.07052 pour $T_c = 30^\circ C$, il décroît de 56.17% pour une variation de T_c de $30^\circ C$ à $60^\circ C$.

Une augmentation de température de condensation, implique une augmentation de taux de compression. Ainsi une augmentation de la puissance consommée par le compresseur par conséquent une diminution de coefficient de performance COP .

IV.2.2 Rendement exergetique du compresseur

La **figure IV.10**: représente l'évolution du rendement exergetique du compresseur en fonction de la température de condensation, pour différentes concentrations du fluide.

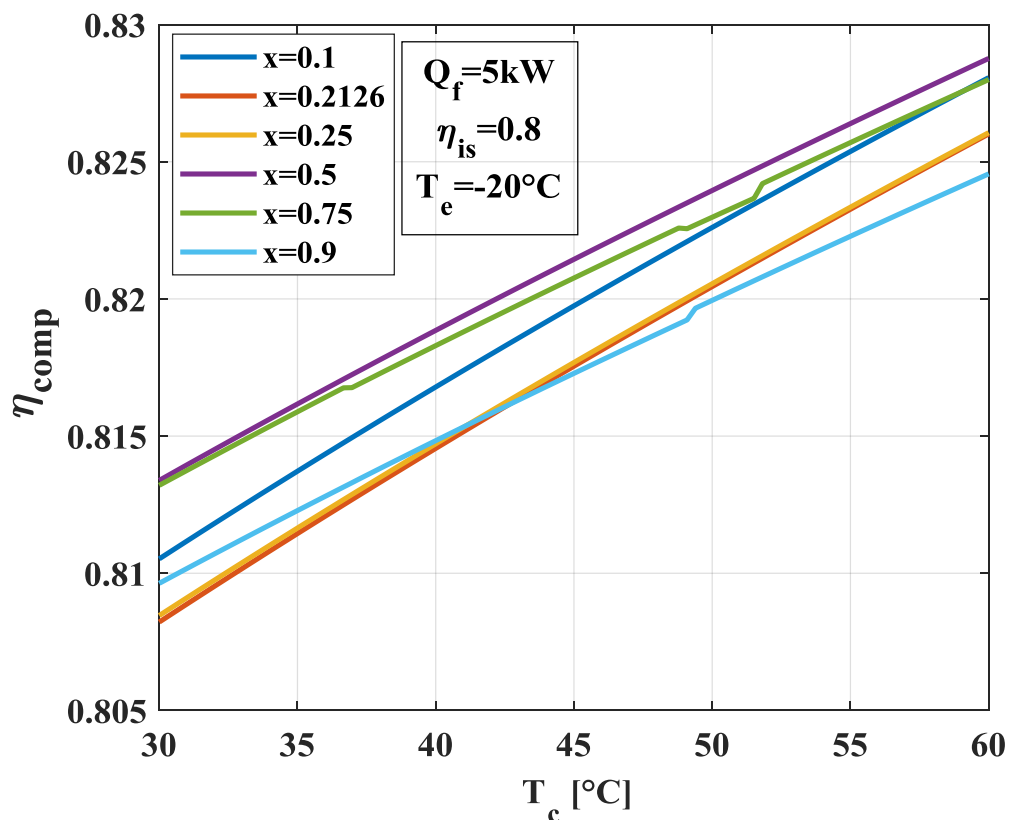


Figure IV.10 : Rendement exergetique du compresseur en fonction de la température de Condensation.

L'évolution du rendement exergetique du compresseur est proportionnelle à la température de condensation.

Pour une augmentation de température de condensation T_c de $30^\circ C$ à $60^\circ C$ on a obtenu une augmentation de 2.11%, 2.15%, 2.13%, 1.87%, 1.78%, 1.79% pour des concentrations égale à $x = 0.1$, $x = 0.2126$, $x = 0.25$, $x = 0.5$, $x = 0.75$, $x = 0.9$ respectivement.

L'augmentation de la température de condensation cause une augmentation du débit de mélange frigorigène et par conséquent une augmentation de la puissance consommée par le compresseur ce qui conduit à une augmentation du rendement exergetique du compresseur.

IV.2.3 Rendement exergetique du condenseur

La figure IV.11 représente l'évolution du rendement exergetique du condenseur en fonction de la température de condensation, pour différentes concentrations du fluide.

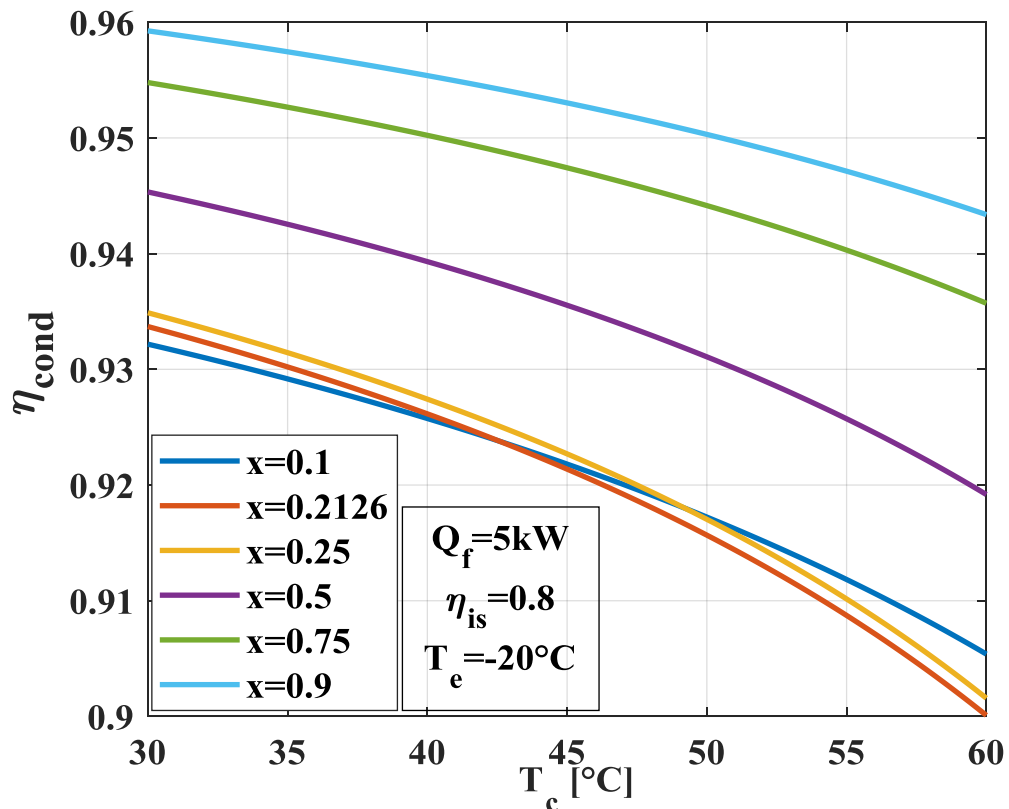


Figure IV.11: Rendement de condenseur en fonction de la température de condensation.

La figure montre que l'évolution du rendement exergetique du condenseur est inversement proportionnelle à la température de condensation.

Pour une variation de température condensation de $30^\circ C$ à $60^\circ C$ le rendement exergetique du condenseur diminue de 3.44% pour les concentrations $x = 0.1$, $x = 0.2126$, $x = 0.25$, 2.76% pour un x de 0.5, 2% pour $x = 0.75$, et enfin 1.65% pour $x = 0.9$.

L'augmentation de température de condensation cause une augmentation de l'exergie détruite par le condenseur ce qui implique la diminution de son rendement exergetique.

IV.2.4 Rendement exergetique de l'évaporateur

La **figure IV.12** représente l'évolution du rendement exergetique de l'évaporateur en fonction de la température de condensation, pour différentes concentrations du fluide.

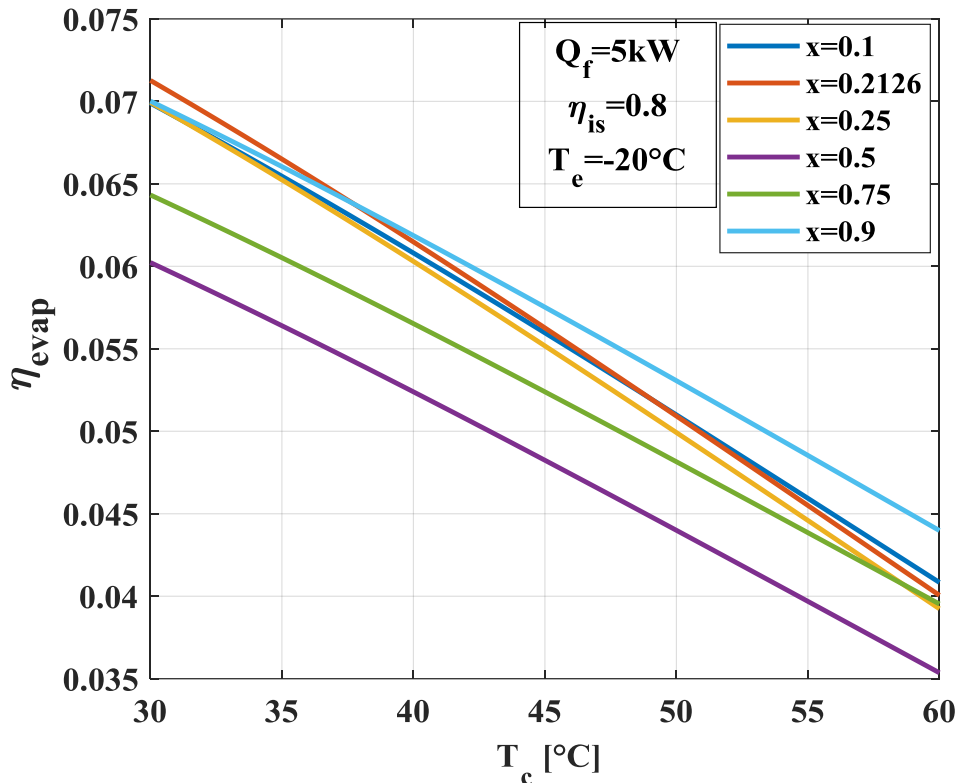


Figure IV.12: Rendement de l'évaporateur en fonction de la température de condensation.

Les allures de cette figure montrent que l'évolution du rendement exergetique de l'évaporateur est inversement proportionnelle à la température de condensation.

Pour une augmentation de température condensation T_c de 30°C à 60°C et pour une concentration $x = 0.2126$ on remarque la diminution du rendement exergetique de l'évaporateur de 0.0712 à 0.04005, on peut constater également que la concentration du fluide influence sur le rendement exergetique de l'évaporateur, augmentation de la concentration x implique la diminution du rendement exergetique de l'évaporateur.

Une augmentation de température de condensation conduit à une augmentation de l'exergie détruite de l'évaporateur ce qui mène à une diminution de son rendement exergetique.

IV.2.5 Rendement éxergétique global de l'installation

La **figure IV.13** représente l'évolution du Rendement éxergétique global de l'installation en fonction de la température de condensation, pour différentes concentrations du fluide.

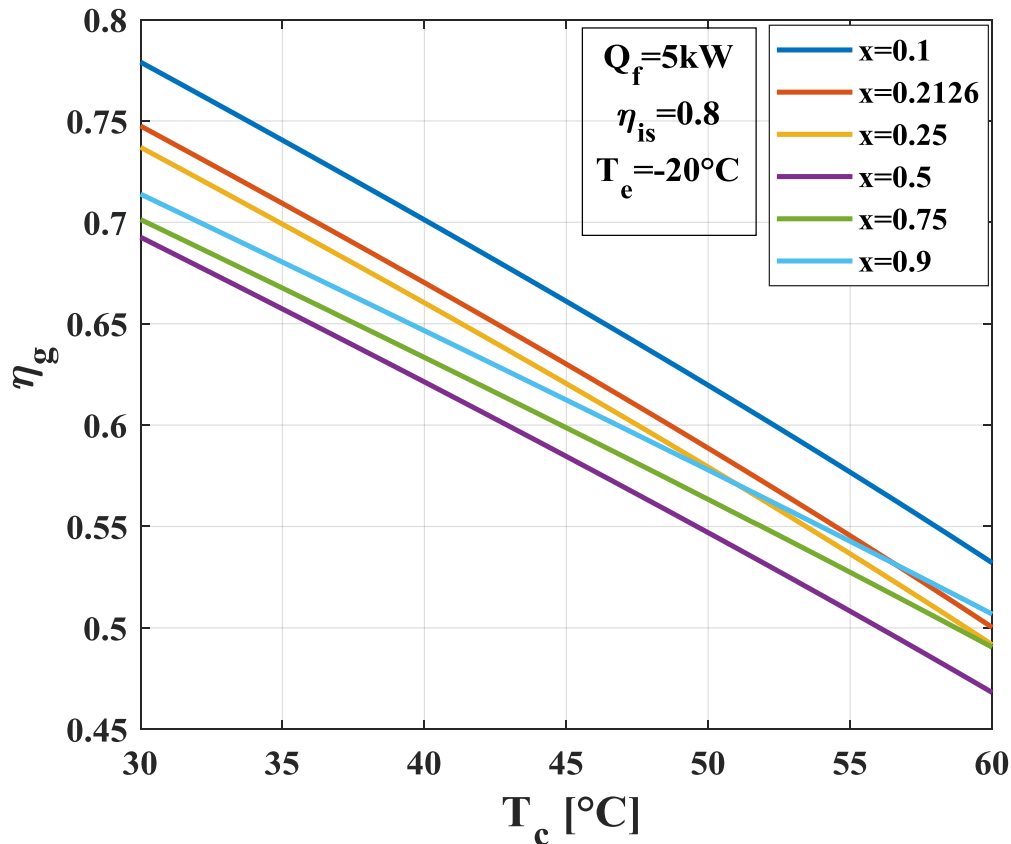


Figure IV.13: Rendement éxergétique global de l'installation en fonction de la température de condensation.

L'évolution du rendement éxergétique global de l'installation est inversement proportionnelle à la température de condensation.

Pour une augmentation de la température condensation de 30°C à 60°C et pour une concentration $x = 0.1$ on remarque la diminution du rendement éxergétique global de l'installation de 0.77903 à 0.53209, tandis que avec une variation de concentration 0.1 à 0.9, on constate une diminution du rendement éxergétique global de l'installation de 0.77903 à 0.69268 pour $T_c = 30^\circ\text{C}$, et une diminution de 0.53209 à 0.46813 pour $T_c = 60^\circ\text{C}$.

Lorsque T_c augmente, la pression de refoulement augmente, ce qui entraîne un taux de compression plus élevé et une efficacité du compresseur plus faible, cela contribue à

l'augmentation significative de la destruction d' exergie dans le compresseur, d'autre par il y'a une augmentation remarquable de le destruction d'exergie au condenseur.

IV.2.6 Débit massique

La **figure IV.14** représente l'évolution du débit massique en fonction de la température de condensation, pour différentes concentrations du fluide.

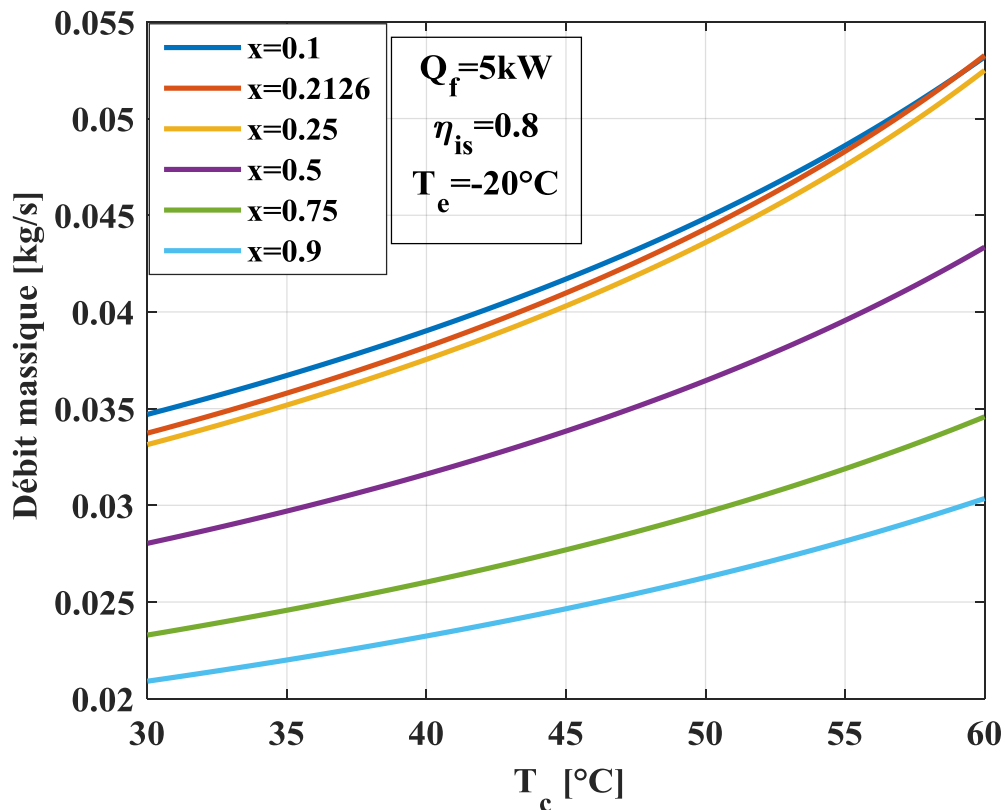


Figure IV.14: Débit massique en fonction de la température de condensation.

L'évolution du débit massique est proportionnelle à la température de condensation.

Pour une augmentation de la température de condensation de 30°C à 60°C et pour une concentration $x = 0.1$ engendre une augmentation débit massique de 0.0347 à 0.05032, tandis que avec une variation de la concentration de 0.1 à 0.9, on constate une diminution du débit massique de 0.0347 à 0.0209 pour $T_c = 30^{\circ}\text{C}$, et une diminution de 0.05032 à 0.0303 pour une $T_c = 60^{\circ}\text{C}$.

Pour une augmentation de la température de condensation implique une diminution de la différence d'enthalpie à l'entrée et la sortie du condenseur et par conséquent une augmentation du débit du réfrigérant.

IV.3 Influence de la température d'évaporation sur les performances de l'installation

Dans cette partie une analyse de l'effet de la température d'évaporation sur le COP , le rendement exergetique des différents organes de la machine frigorifique, le rendement exergetique globale, ainsi que le débit massique du mélange de réfrigérants

IV.3.1 Coefficient de performance COP

La **figure IV.15** représente l'évolution du coefficient de performance COP en fonction de la température d'évaporation, pour différentes concentrations de fluide.

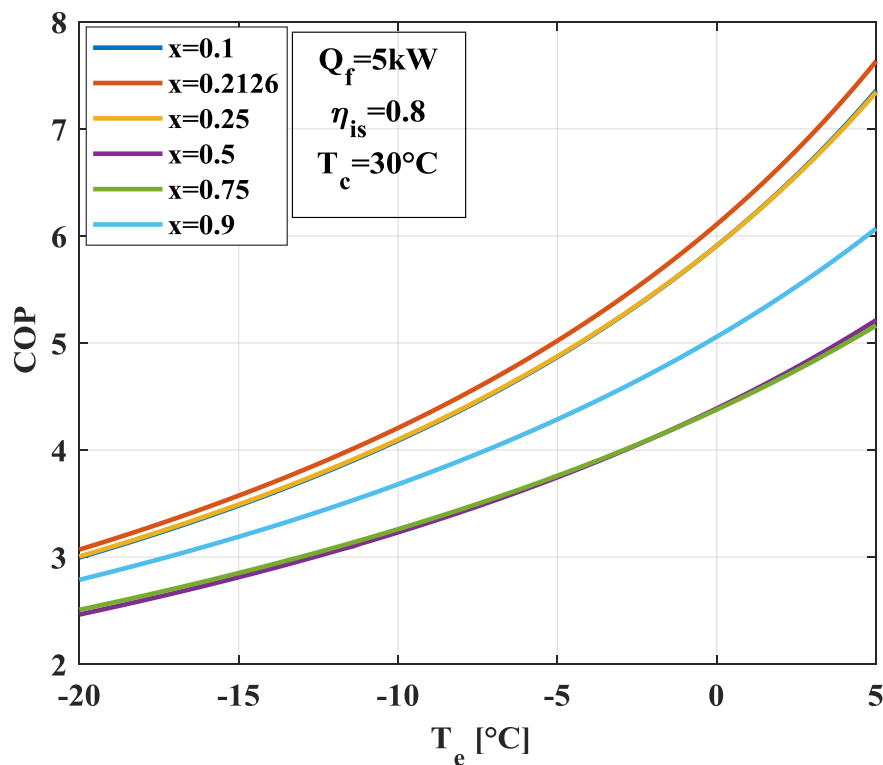


Figure IV.15 : Coefficient de performance en fonction de la température d'évaporation.

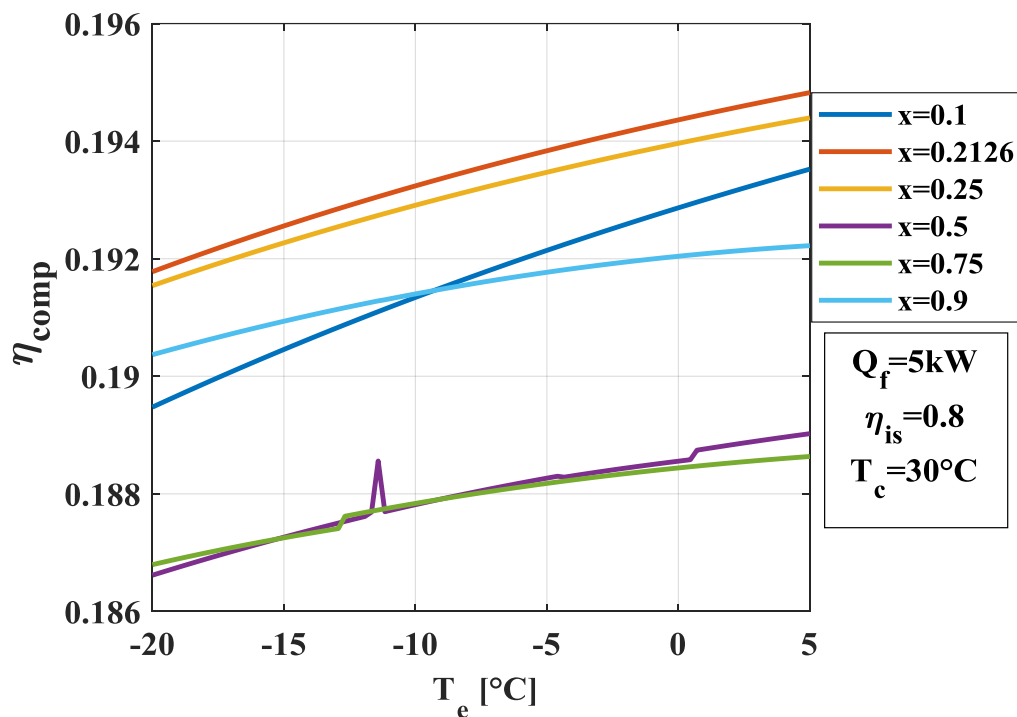
L'évolution du COP est proportionnelle à la température d'évaporation.

Ici on remarque que le COP_{max} est obtenue pour $x = 0.2126$ dans un intervalle de température d'évaporation allant de $T_e = -20^\circ\text{C}$ à 5°C dans le cas où $x = 0.2126$ on enregistre une augmentation du COP de 3.07052 à 7.63219, tandis que pour le reste des concentrations x de 0.1 à 0.9, on constate une diminution du COP de 3.07052 à 2.46416 pour $T_e = -20^\circ\text{C}$, et une diminution de 7.63219 à 5.1634 pour $T_e = 5^\circ\text{C}$.

L'augmentation de la température d'évaporation cause une diminution de taux de compression, cela implique une diminution de la consommation énergétique du compresseur, par conséquent une augmentation de coefficient de performance COP .

IV.3.2 Rendement éxergétique du compresseur

La **figurer IV.16** représente l'évolution du rendement éxergétique du compresseur en fonction de la température d'évaporation, pour différentes concentrations du fluide.



Figurer IV.16: Rendement éxergétique du compresseur en fonction de la température d'évaporation.

Le rendement éxergétique du compresseur varie proportionnellement avec la température d'évaporation.

Pour une variation de température d'évaporation T_e de -20°C à 5°C , on remarque que le meilleur rendement est obtenu pour $x = 0.2126$

L'augmentation de la température d'évaporation implique une diminution du débit du mélange frigorigène donc une diminution de la puissance consommée par le compresseur puis une diminution du rendement éxergétique du compresseur.

IV.3.3 Rendement éxergétique du condenseur

La **figure IV.17** représente l'évolution du rendement éxergétique du condenseur en fonction de la température d'évaporation, pour différentes concentrations du fluide.

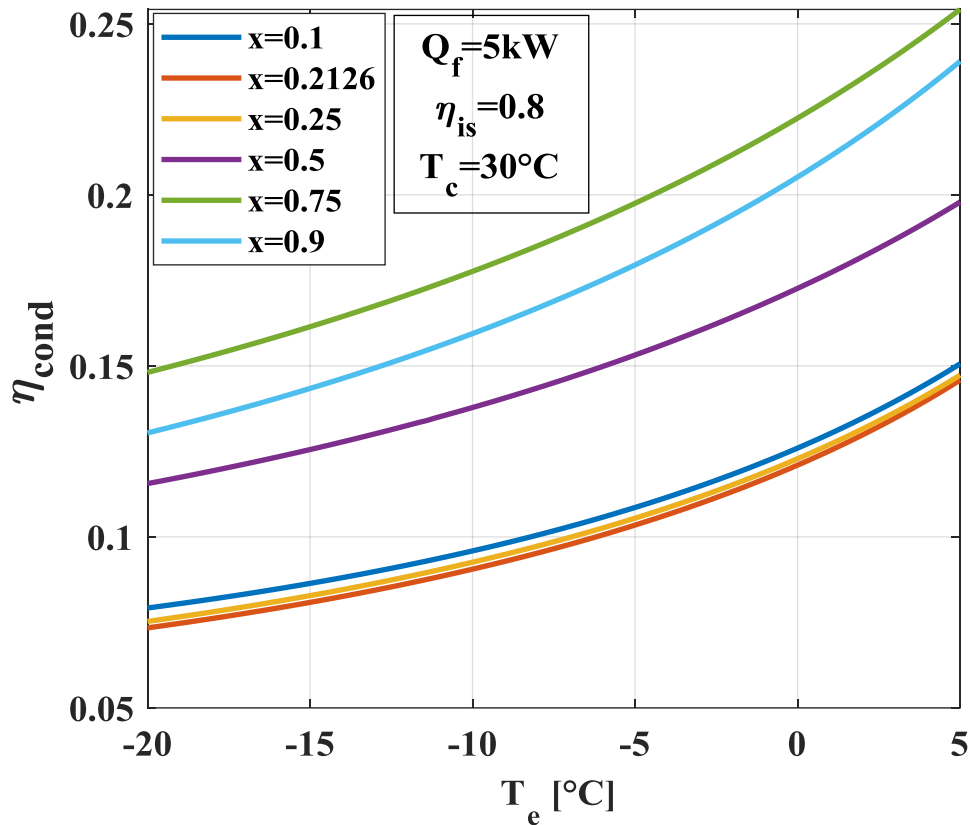


Figure IV.17: Rendement de condenseur en fonction de la température d'évaporation.

Le rendement éxergétique du condenseur est proportionnel à la température d'évaporation.

Pour une augmentation de température d'évaporation T_e de -20°C à 5°C , le rendement éxergétique du condenseur augmente.

Pour $x = 0.1$ le rendement augmente de 47.41%, pour $x = 0.2126$ et $x = 0.25$ l'augmentation du rendement est de 48.88%, pour $x = 0.5$ augmente le rendement de 41.59%, pour $x = 0.75$ on a obtenu une augmentation de 41.32%, finalement pour $x = 0.9$ le rendement éxergétique du condenseur augmente de 45.45%.

Une augmentation de la température d'évaporation cause une diminution d'exergie détruite dans le condenseur ce qui implique l'augmentation du rendement exergetique du condenseur

IV.3.4 Rendement exergetique de l'évaporateur

La **figure IV.18** représente l'évolution du rendement exergetique de l'évaporateur en fonction de la température d'évaporation, pour différentes concentrations du fluide.

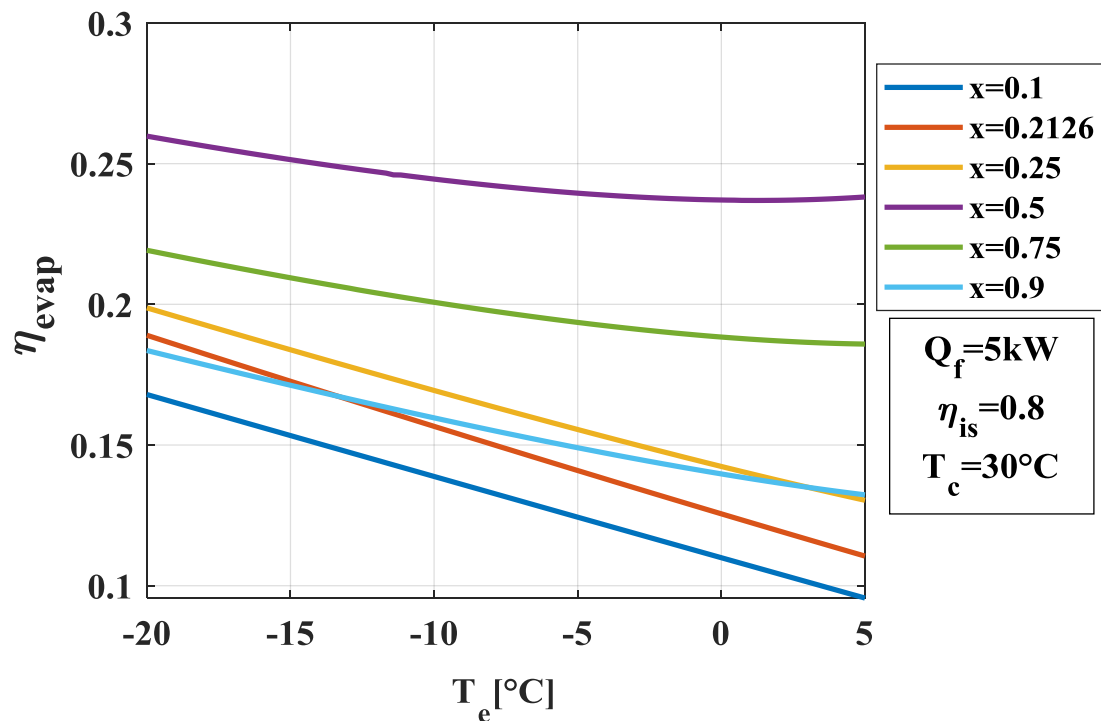


Figure IV.18: Rendement de l'évaporateur en fonction de la température d'évaporation.

L'évolution du rendement de l'évaporateur est inversement proportionnelle à la température d'évaporation.

On peut voir clairement que le rendement maximal de l'évaporateur est obtenue pour une concentration de $x = 0.5$, et il décroît de 8.38% pour une variation de T_e de -20°C à 5°C , et le rendement minimal est obtenue pour $x = 0.1$, il diminue de 42.38% pour la même variation de température d'évaporation.

L'évolution du rendement exergetique de l'évaporateur est lié directement à l'évolution de l'exergie détruite. Une augmentation de température d'évaporation est suivie d'une augmentation d'exergie détruite puis la diminution du rendement de l'évaporateur.

IV.3.5 Rendement exergetique global de l'installation

La **figure IV.19** représente l'évolution du Rendement exergetique global de l'installation en fonction de la température d'évaporation, pour différentes concentrations du fluide.

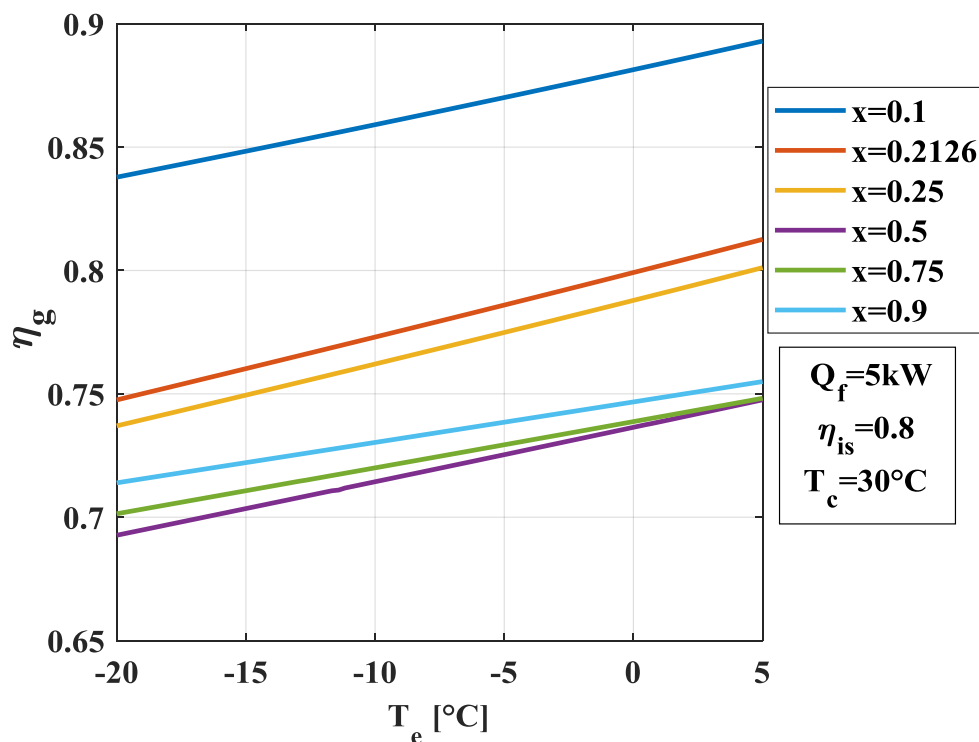


Figure IV.19 : Rendement exergetique global de l'installation en fonction de la température d'évaporation.

L'évolution du rendement exergetique globale de l'installation est proportionnelle à la température d'évaporation.

Pour une augmentation de la température d'évaporation T_e de -20°C à 5°C , on constate que le rendement exergetique globale augmente. Et pour une variation de x de 0.1 à 0.9 le rendement diminue.

En raison la caractéristique de glissement de température du mélange, lorsque T_e augmente la destruction d'exergie diminue et le rendement augmente.

IV.3.6 Débit massique

La **figure IV.20** représente l'évolution du débit massique en fonction de la température d'évaporation, pour différentes concentrations du fluide.

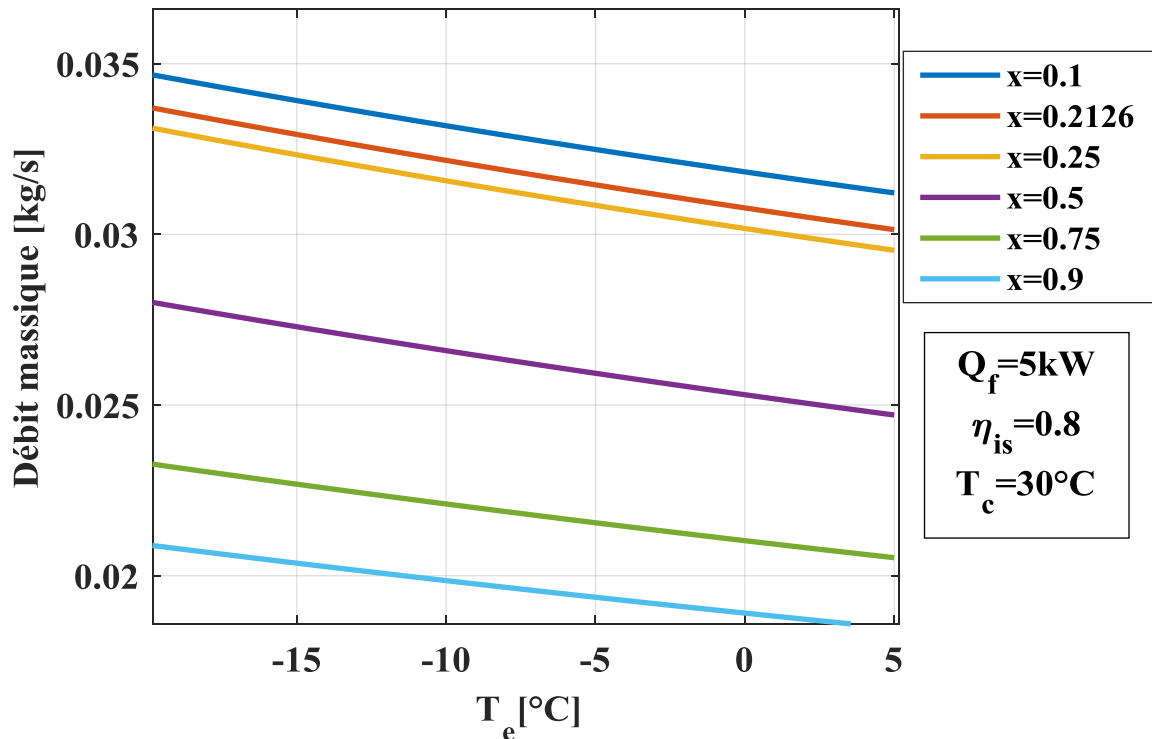


Figure IV.20: Débit massique en fonction de la température d'évaporation.

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

Pour une augmentation de la température d'évaporation T_e de -20°C à 5°C et pour une concentration $x = 0$ une diminution du débit massique de 0.03452 à 0.0313, tandis que pour une variation de la concentration de 0 à 0.9, on constate une diminution du débit massique de 0.03452 à 0.0195 pour $T_e = -20^{\circ}\text{C}$, et diminution de 0.0313 à 0.01725 pour un $T_e = 5^{\circ}\text{C}$.

Cela peut s'expliquer par le fait que l'augmentation de la température d'évaporation, conduit à une augmentation de la différence d'enthalpie à l'entrée et sortie de l'évaporateur et comme la puissance frigorifique est constante cela implique une diminution du débit du réfrigérant.

IV.1 Influence de la température de condensation sur les performances de l'installation

Dans ce qui suit nous allons représenter l'influence de la température de condensation sur les performances de l'installation.

IV.3.7 Coefficient de performance *COP*

La **figure IV.21** représente l'évolution du coefficient de performance *COP* en fonction de la température de condensation, pour différentes températures d'évaporation.

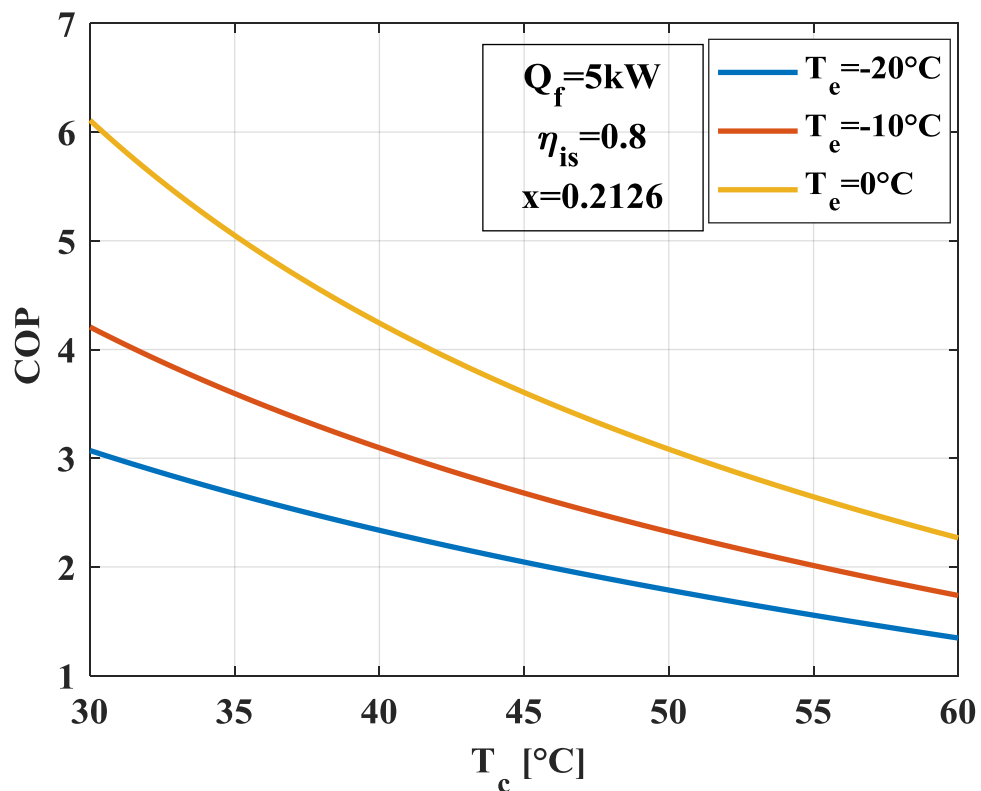


Figure IV.21 : Coefficient de performance en fonction de la température de condensation.

L'évolution du *COP* est inversement proportionnelle à la température de condensation.

Pour une augmentation de température condensation T_c de 30°C à 60°C et pour une température d'évaporation $T_e = -20^\circ\text{C}$ une diminution du *COP* de 3.07052 à 1.34572, tandis que pour une variation de température d'évaporation de -20°C à 0°C , on constate une augmentation du *COP* de 3.07052 à 6.10883 pour $T_c = 30^\circ\text{C}$, et une augmentation de 1.34572 à 2.28888 pour $T_c = 60^\circ\text{C}$.

IV.3.8 Rendement exergetique du compresseur

La **figure IV.22**: représente l'évolution du rendement exergetique du compresseur en fonction de la température de condensation, pour différentes températures d'évaporation.

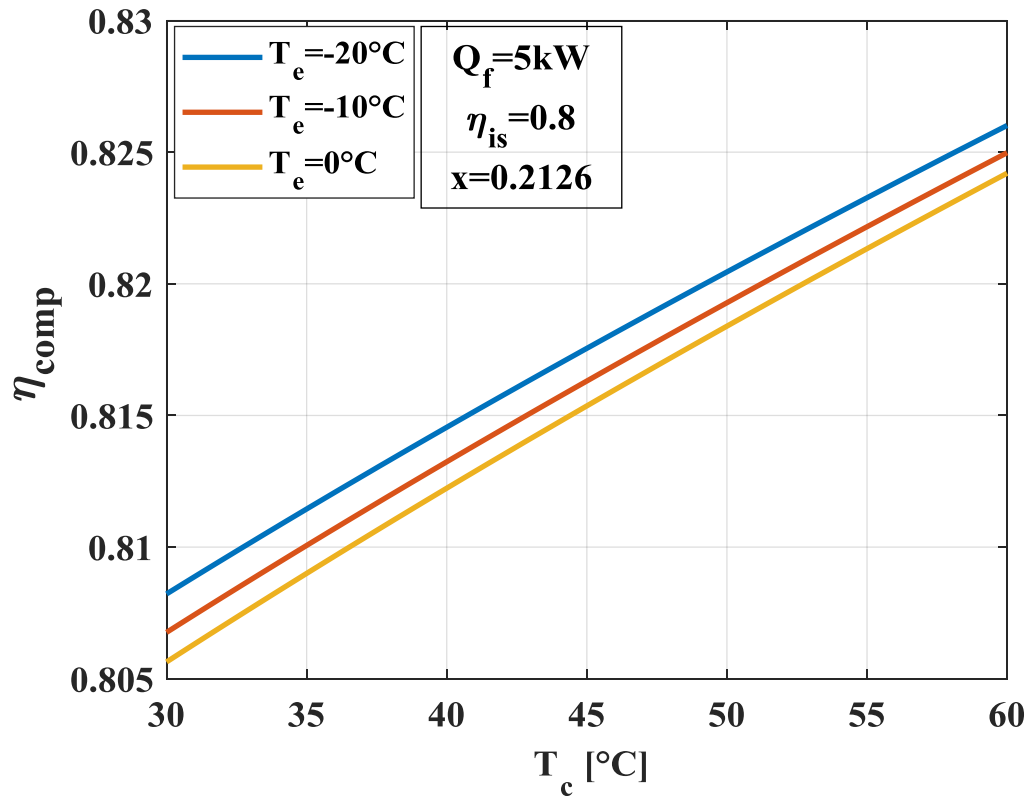


Figure IV.22 : Rendement exergetique du compresseur en fonction de la température de condensation.

L'évolution du rendement exergetique du compresseur est proportionnelle à de la température de condensation.

Pour une augmentation de la température de condensation T_c de 30°C à 60°C et pour une température d'évaporation $T_e = -20^\circ\text{C}$ une augmentation du rendement exergetique du compresseur de 0.805639 à 0.824028, tandis que avec une variation de température d'évaporation de -20°C à 0°C ; on constate une diminution du rendement exergetique du compresseur de 0.805639 à 0.808221 pour $T_c = 30^\circ\text{C}$, et une diminution de 0.824028 à 0.824028 pour une $T_c = 60^\circ\text{C}$.

IV.3.9 Rendement éxergétique du condenseur

La **figure IV.23** représente l'évolution du rendement éxergétique du condenseur en fonction de la température de condensation, pour différentes températures d'évaporation.

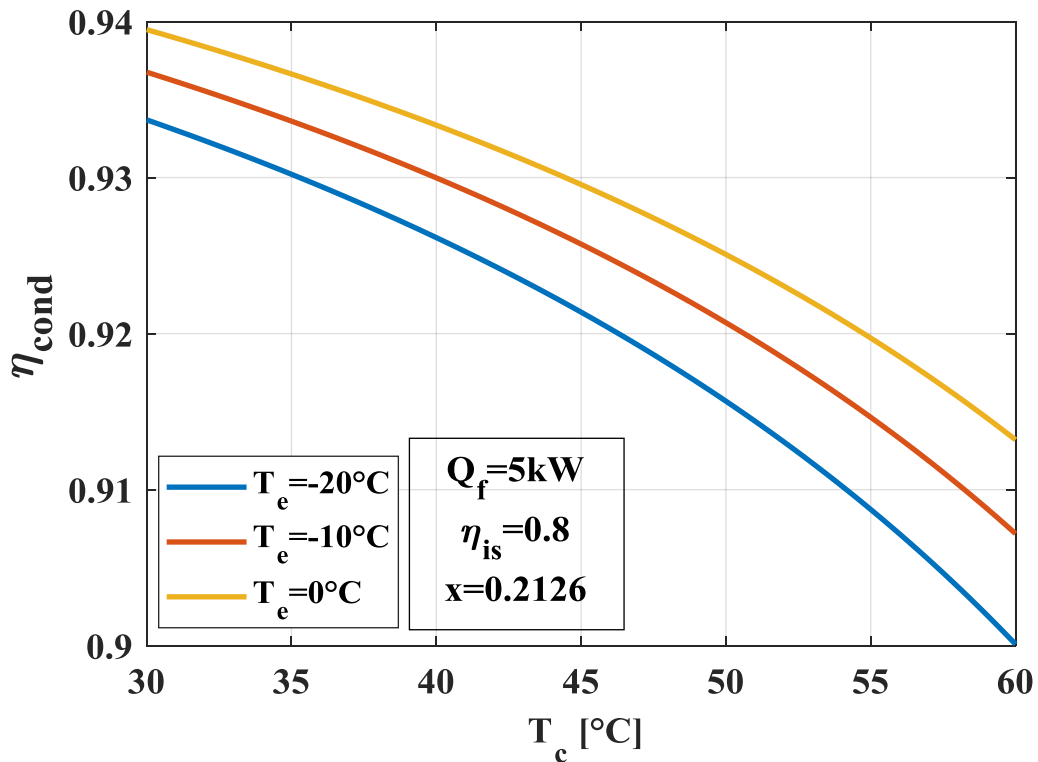


Figure IV.23 : Rendement de condenseur en fonction de la température de condensation.

L'évolution du rendement éxergétique du condenseur est inversement proportionnelle à la température de condensation.

Pour une augmentation de température condensation T_c de 30°C à 60°C et pour une température d'évaporation $T_e = -20^\circ\text{C}$ une diminution du rendement éxergétique du condenseur de 0.933698 à 0.9, tandis que avec une variation de température d'évaporation de -20°C à 0°C, on constate une augmentation du rendement éxergétique du condenseur de 0.933698 à 0.93948 pour $T_c = 30^\circ\text{C}$, et une augmentation de 0.9 à 0.913154 pour $T_c = 60^\circ\text{C}$.

IV.3.10 Rendement éxergétique de l'évaporateur

La **figure IV.24** représente l'évolution du rendement éxergétique de l'évaporateur en fonction de la température de condensation, pour différentes températures d'évaporation.

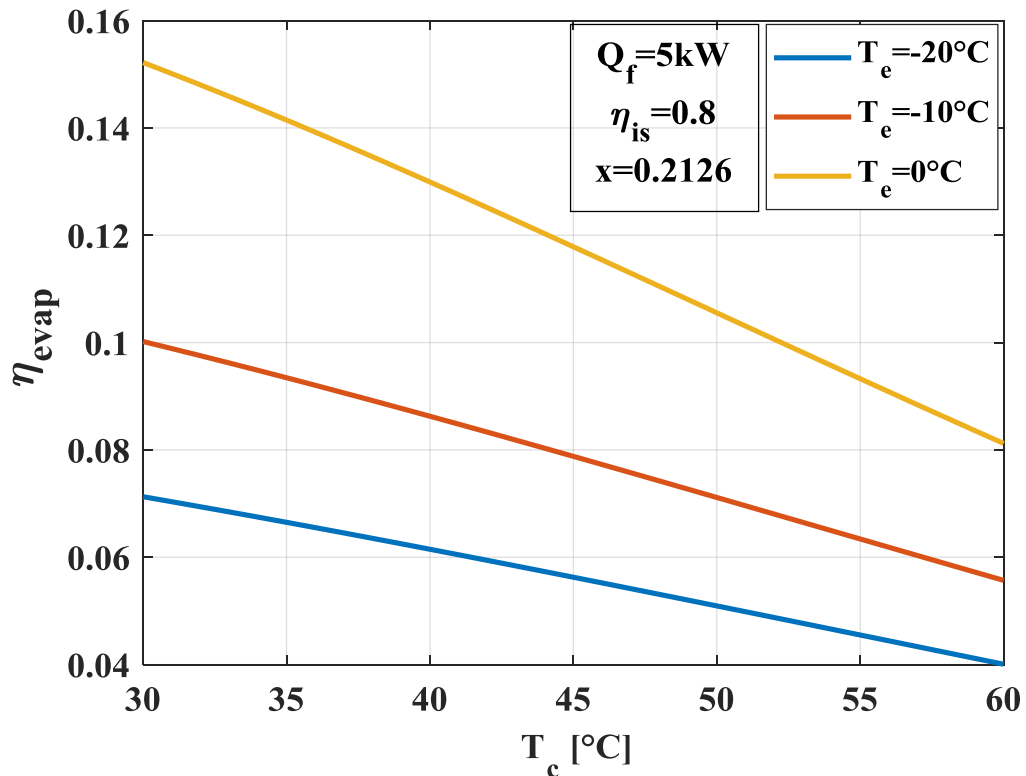


Figure IV.24 : Rendement de l'évaporateur en fonction de la température de condensation.

L'évolution du rendement éxergétique de l'évaporateur est inversement proportionnelle à la température de condensation.

Pour une augmentation de la température de condensation de 30°C à 60°C et pour une température d'évaporation $T_e = -20^\circ\text{C}$ une diminution du rendement éxergétique de l'évaporateur de 0.071270 à 0.040385, tandis que avec une variation de la température d'évaporation de -20°C à 0°C , on constate une augmentation du rendement éxergétique de l'évaporateur de 0.071270 à 0.152182 pour $T_c = 30^\circ\text{C}$, et une augmentation de 0.040385 à 0.081203 pour un $T_c = 60^\circ\text{C}$.

IV.3.11 Rendement éxergétique global de l'installation :

La **figure IV.25** représente l'évolution du Rendement éxergétique global de l'installation en fonction de la température de condensation, pour différentes températures d'évaporation.

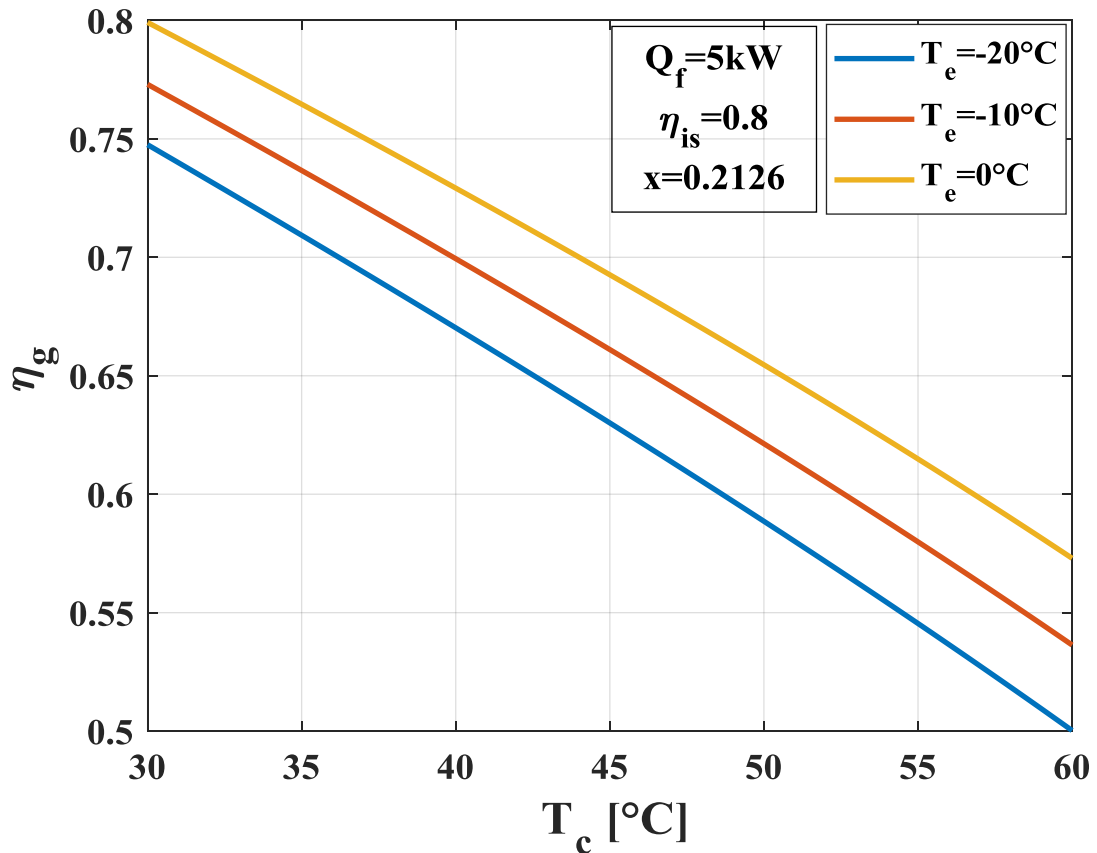


Figure IV.25: Rendement global de l'installation en fonction de la température de condensation.

l'évolution du rendement éxergétique global de l'installation est inversement proportionnelle à la température de condensation.

Pour une augmentation de la température condensation T_c de 30°C à 60°C et pour une température d'évaporation $T_e = -20^\circ\text{C}$ une diminution du rendement global de l'installation de 0.747543 à 0.503049, tandis que avec une variation de la température d'évaporation de -20°C à 0°C , on constate une augmentation du rendement éxergétique global de l'installation de 0.747543 à 0.799173 pour $T_c = 30^\circ\text{C}$, et une augmentation de 0.503049 à 0.572951 pour un $T_c = 60^\circ\text{C}$.

IV.3.12 Débit massique

La **figure IV.26** représente l'évolution du débit massique en fonction de la température de condensation, pour différentes températures d'évaporation.

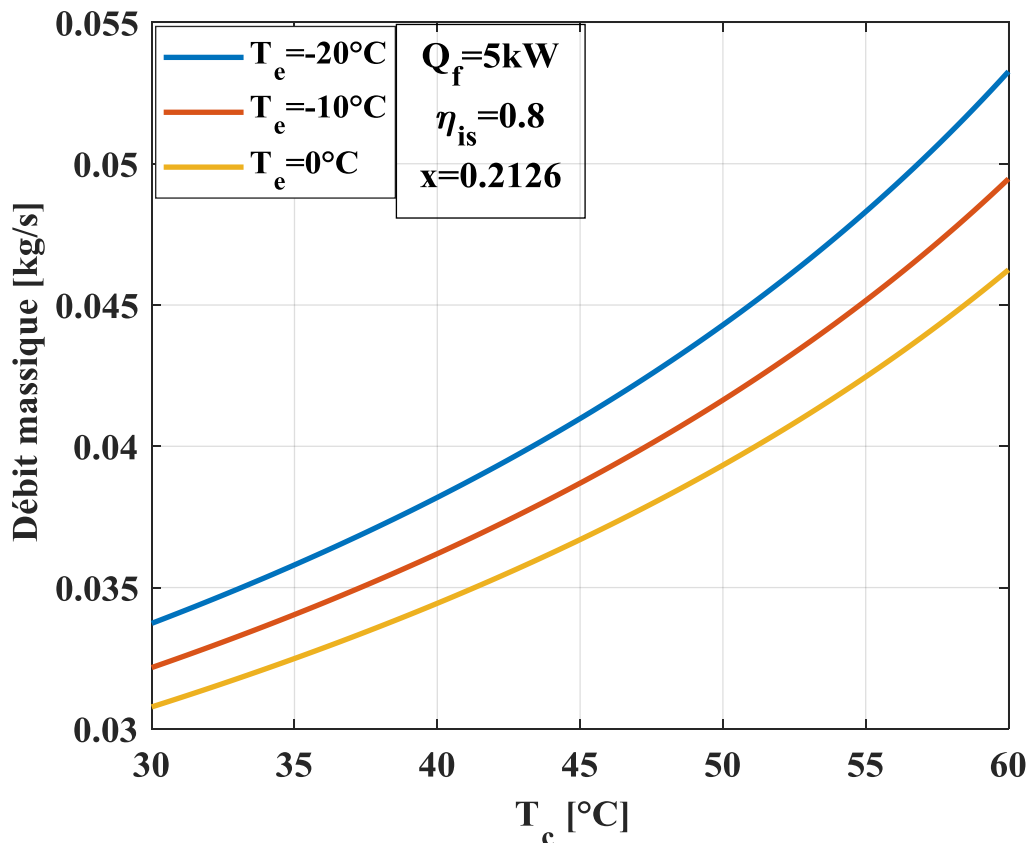


Figure IV.26: Débit massique en fonction de la température de condensation.

L'évolution du débit massique est proportionnelle à la température de condensation.

Pour une augmentation de température condensation de 30°C à 60°C et pour une température d'évaporation $T_e = -20^\circ\text{C}$ une augmentation du débit massique de 0.030775 à 0.046246, tandis qu'avec une variation de température d'évaporation de -20°C à 0°C , on constate une diminution du débit massique de l'installation de 0.030775 à 0.033733 pour $T_c = 30^\circ\text{C}$, et une diminution de 0.046246 à 0.053264 pour $T_c = 60^\circ\text{C}$.

IV.4 Influence de la température d'évaporation sur les performances de l'installation

Dans ce qui suit nous allons représenter l'influence de la température de condensation sur les performances de l'installation.

IV.4.1 Coefficient de performance *COP*

La figure IV.27 représente l'évolution du coefficient de performance *COP* en fonction de la température d'évaporation, pour différentes température de condensation.

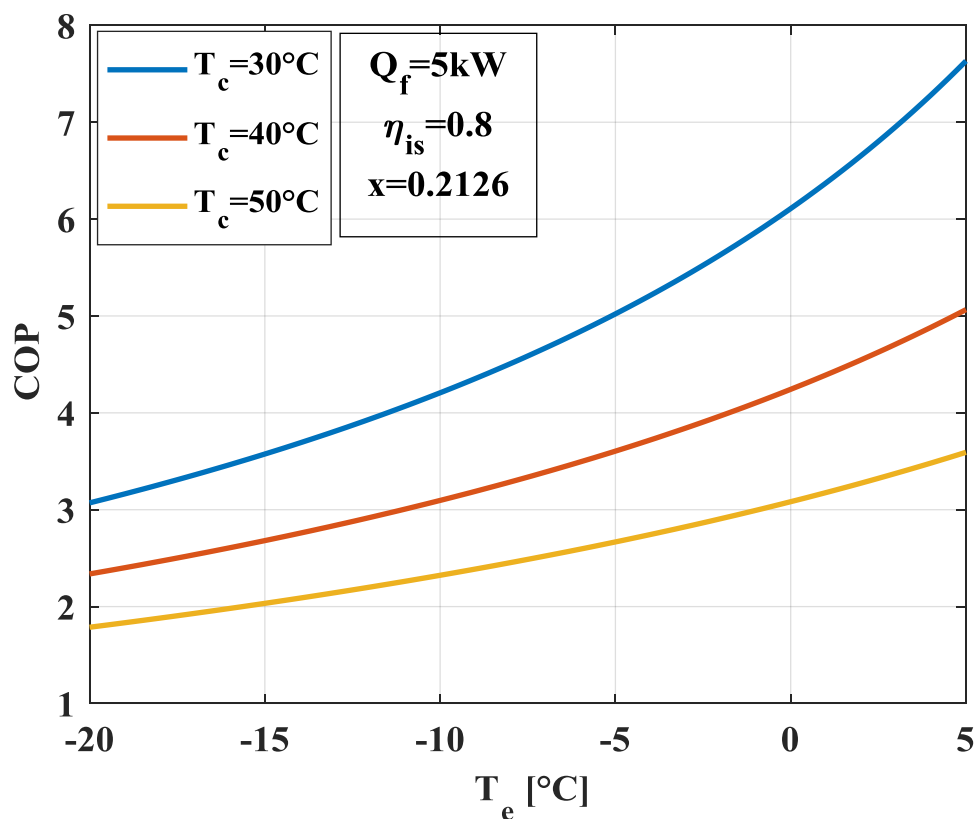


Figure IV.27: Coefficient de performance en fonction de la température d'évaporation.

Les allures de cette figure montre que l'évolution du *COP* est proportionnelle à la température d'évaporation.

Pour une augmentation de la température d'évaporation de -20°C à 5°C , le *COP* augmente de 50.27%, 58.86%, 59.77% pour $T_c = 30^\circ\text{C}$, $T_c = 40^\circ\text{C}$, $T_c = 50^\circ\text{C}$ respectivement.

IV.4.2 Rendement éxergétique du compresseur

La **figure IV.28** représente l'évolution du rendement éxergétique du compresseur en fonction de la température d'évaporation, pour différentes températures de condensation.

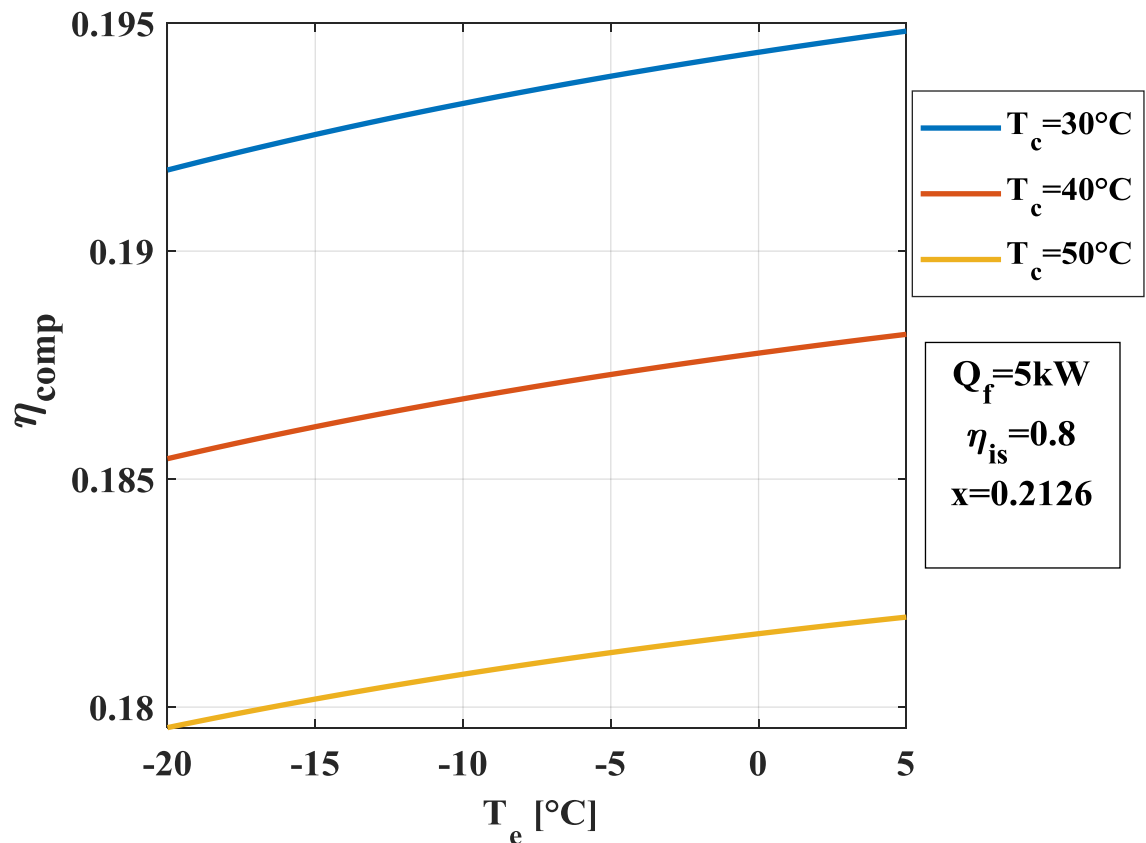


Figure IV.28: Rendement éxergétique du compresseur en fonction de la température d'évaporation.

Le rendement éxergétique du compresseur est proportionnel à la température d'évaporation.

Pour une augmentation de température d'évaporation T_e de -20°C à 5°C et pour une température de condensation $T_c = 30^\circ\text{C}$ une augmentation du rendement éxergétique du compresseur de 1.32%, 1.44%, 1.55% pour $T_c = 30^\circ\text{C}$, $T_c = 40^\circ\text{C}$, $T_c = 50^\circ\text{C}$ respectivement.

IV.4.3 Rendement exergetique du condenseur

La **figure IV.29** représente l'évolution du rendement exergetique du condenseur en fonction de la température d'évaporation, pour différentes températures de condensation.

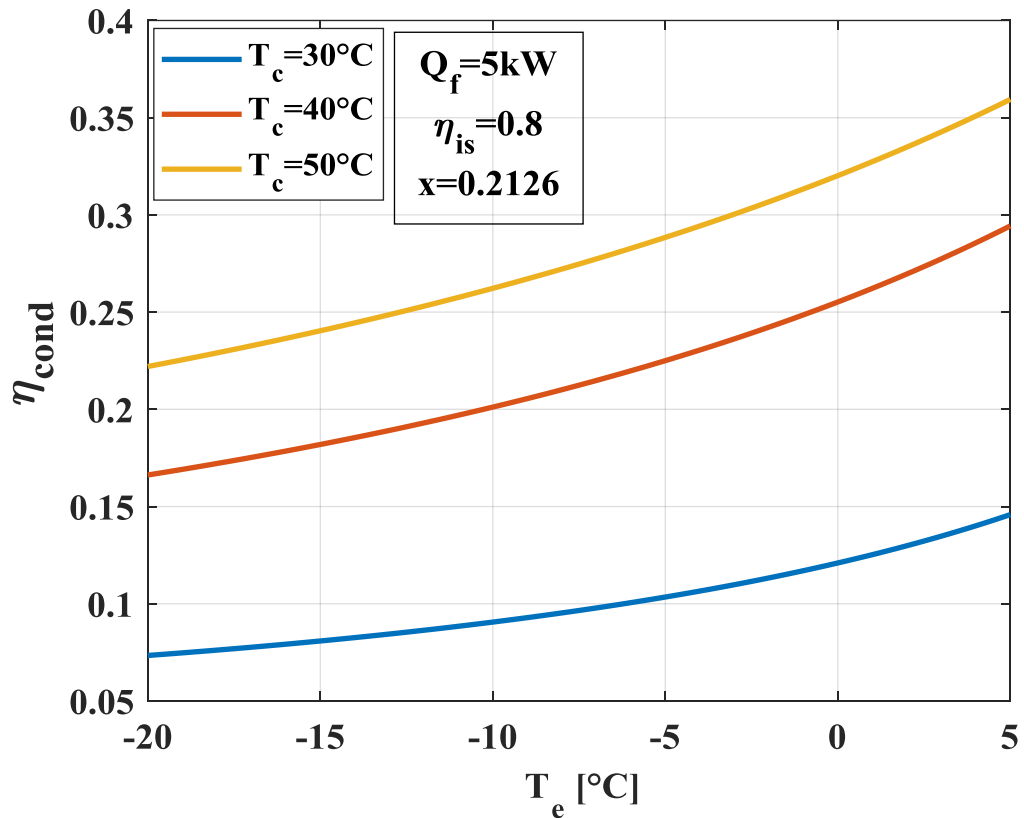


Figure IV.29: Rendement de condenseur en fonction de la température d'évaporation.

Le rendement exergetique du condenseur est proportionnel à la température d'évaporation.

Pour une augmentation de la température d'évaporation T_e de -20°C à 5°C et pour une température de condensation $T_c = 30^\circ\text{C}$, une augmentation du rendement exergetique du condenseur de 0.0734 à 0.14585, tandis que avec une augmentation de la température de condensation de 30°C à 50°C , on constate une augmentation du rendement du condenseur de 0.0734 à 0.22288 pour $T_e = -20^\circ\text{C}$, et une augmentation de 0.14585 à 0.35939 pour $T_e = 5^\circ\text{C}$.

IV.4.4 Rendement exergetique de l'évaporateur

La **figure IV.30** représente l'évolution du rendement exergetique de l'évaporateur en fonction de la température d'évaporation, pour différentes températures de condensation.

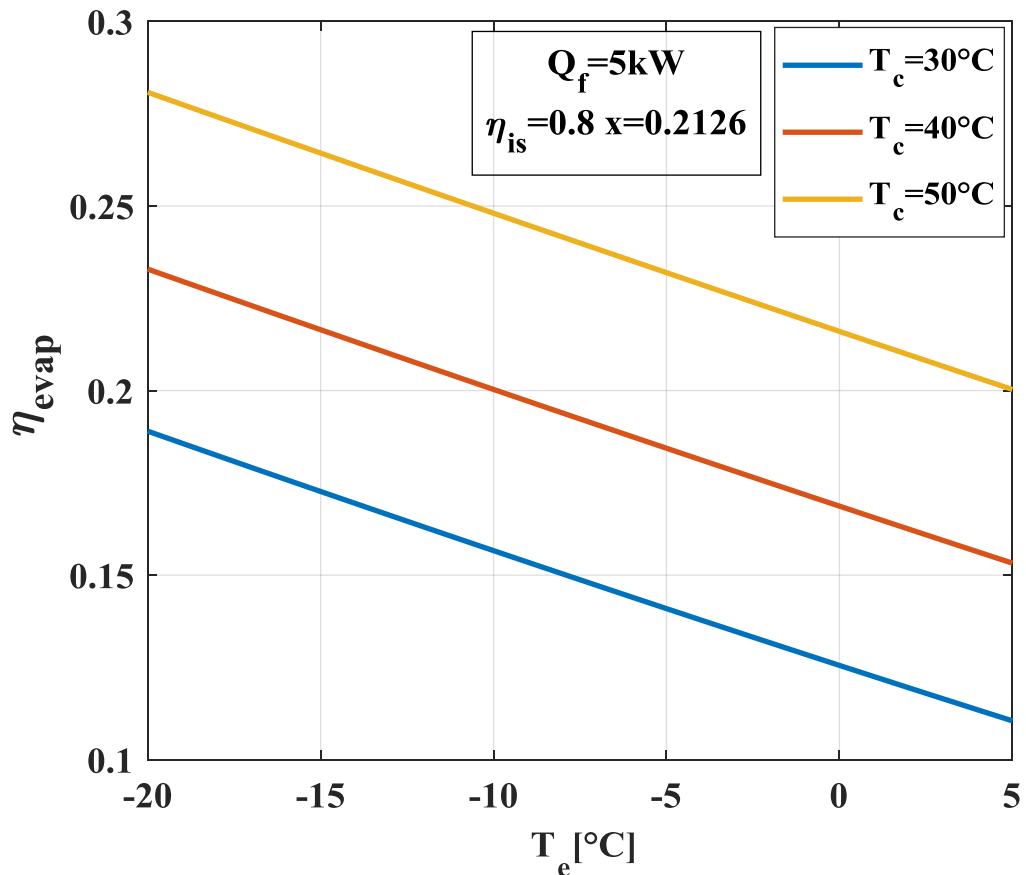


Figure IV.30: Rendement exergetique de l'évaporateur en fonction de la température d'évaporation.

L'évolution du rendement exergetique de l'évaporateur est inversement proportionnelle à la température d'évaporation.

Pour une augmentation de la température d'évaporation T_e de -20°C à 5°C et pour une température de condensation $T_c = 30^\circ\text{C}$ une diminution du rendement exergetique de l'évaporateur de 0.189004 à 0.110535, tandis que pour une variation de température de condensation de 30°C à 50°C , on constate une augmentation du rendement exergetique de l'évaporateur de 0.189004 à 0.280817 pour $T_e = -20^\circ\text{C}$, et une augmentation de 0.110535 à 0.201092 pour $T_e = 5^\circ\text{C}$.

IV.4.5 Rendement exergetique global de l'installation

La **figure IV.31** représente l'évolution du Rendement exergetique global de l'installation en fonction de la température d'évaporation, pour différentes températures de condensation.

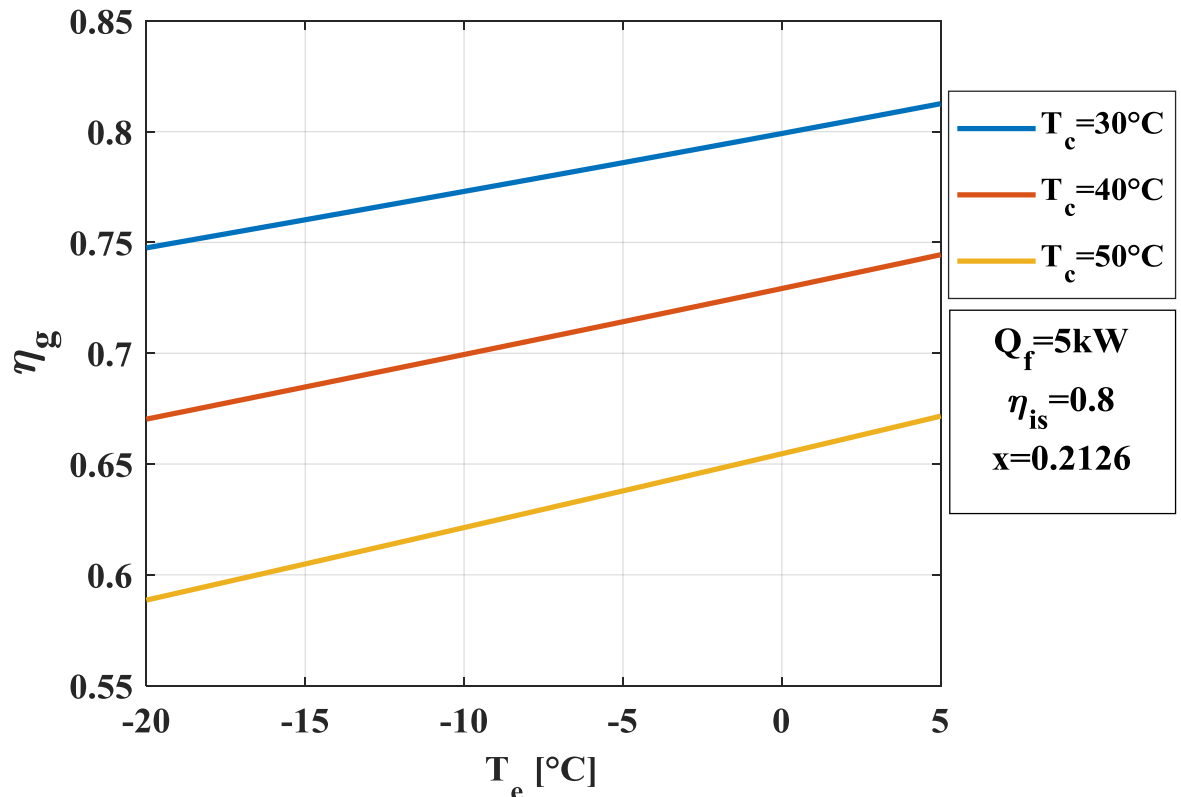


Figure IV.31: Rendement exergetique global de l'installation en fonction de la température d'évaporation.

L'évolution du rendement exergetique globale de l'installation est proportionnelle de la température d'évaporation.

Pour une augmentation de la température d'évaporation T_e de -20°C à 5°C et pour une température de condensation $T_c = 30^\circ\text{C}$ le rendement exergetique globale augmente de 7.85%, tandis que pour une variation de la température de condensation de 30°C à 50°C , on constate une diminution du rendement exergetique globale de 27.12% pour $T_e = -20^\circ\text{C}$, et une diminution de 17.38% pour un $T_e = 5^\circ\text{C}$.

IV.4.6 Débit massique

La **figure IV.32** représente l'évolution du débit massique en fonction de la température d'évaporation, pour différentes températures de condensation.

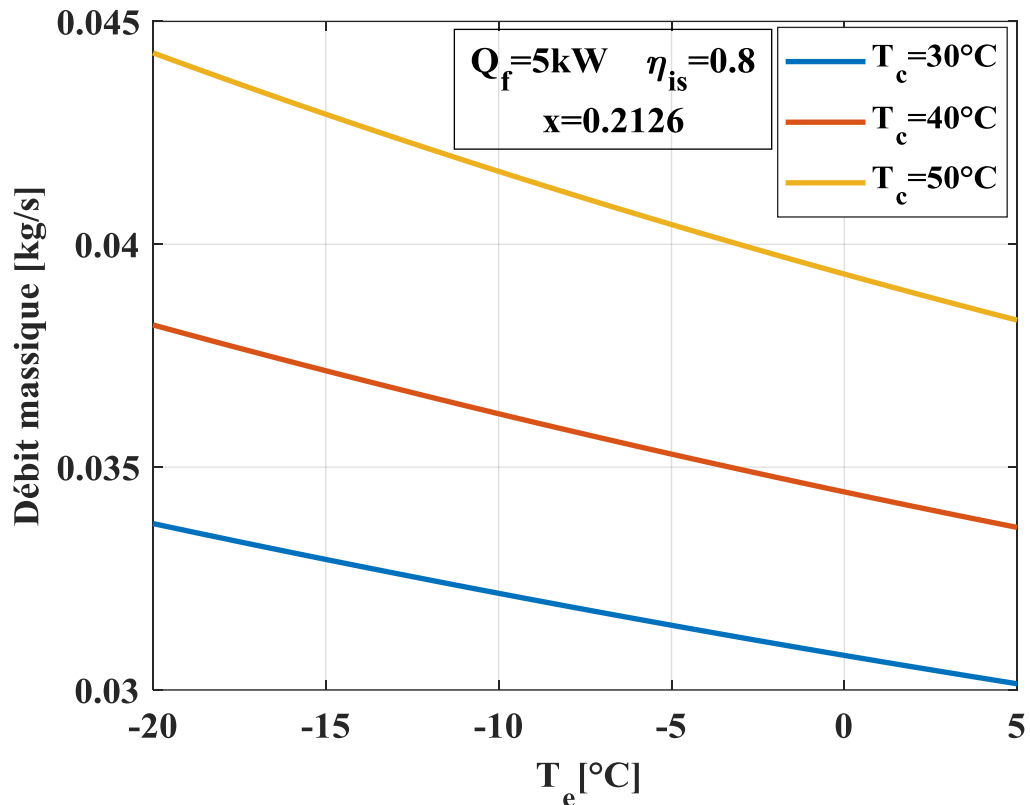


Figure IV.32: Débit massique en fonction de la température de condensation.

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

Pour une augmentation de la température d'évaporation T_e de -20°C à 5°C et pour une température de condensation $T_c = 30^\circ\text{C}$ une diminution du débit massique de 0.033733 à 0.03017, tandis que pour une variation de la température de condensation de 30°C à 50°C , on constate une augmentation du débit massique de 0.033733 à 0.044223 pour $T_e = -20^\circ\text{C}$, et une augmentation de 0.03017 à 0.038297 pour un $T_e = 5^\circ\text{C}$.

IV.5 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté les résultats obtenus par le programme MATLAB sur l'influence de la concentration, la température de condensation, et la température d'évaporation sur les performances de l'installation étudiée. L'analyse des résultats obtenus par notre programme indique qu'ils sont en adéquation avec les revues bibliographiques auxquelles nous nous sommes référés.

Conclusion générale

Après avoir introduit quelques généralités et examiné brièvement les fluides frigorigènes, dans ce travail nous avons effectuée une analyse énergétique et exergétique du cycle de la réfrigération à compression de vapeur en utilisant un mélange binaire de réfrigérant R134a/R600a, les deux principes de la thermodynamique sont primordiaux pour l'étude des cycles des machines frigorifiques, à travers lesquels on a pu tirer les différents bilans pour évaluer les performances du cycle.

La notion exergie est un paramètre pour évaluer précisément l'efficacité d'un système thermodynamique, tout en mesurant la quantité d'énergie maximale qu'on peut récupérer du système par rapport à celle qu'on lui fournit.

Le jumelage des deux programme « RAFPROP » et « MATLAB » est l'une des méthodes nécessaires pour analyser et modéliser le cycle de la machine frigorifique. Ces programmes permettent de déterminer les profils des différents paramètres étudiés tels que les températures du cycle, le COP, les rendements énergétique et exergétique de l'installation.

Cette étude nous a permis de mettre en évidence l'influence de plusieurs paramètres tels que la concentration des fluides, la température de condensation, la température d'évaporation sur les performances de l'installation.

Le mélange des fluides R134a/R600a améliore le rendement du cycle de production d'énergie, il impacte aussi l'exergie détruite et le rendement exergétique de la machine frigorifique. Les résultats obtenus par le programme montrent que :

- Le COP de l'installation atteint ces valeurs maximales pour $x=0.2329$ le point azéotrope du mélange, pas de glissement de température entre les deux fluides.
- En augmentant la température de condensation on a marqué une diminution du COP et des rendements exergétique des différents composants, une augmentation du débit du réfrigérant.
- En augmentant la température d'évaporation on a marqué une augmentation du COP et des rendements exergétique des différents composants, une diminution du débit du réfrigérant.

Comme perspective il est intéressant de poursuivre ce travail avec d'autres mélanges et voir leurs influences sur chaque élément du système de réfrigération à compression de vapeur, pour avoir des coefficients de performances plus élevés. Il faut envisager l'utilisation des mélanges du fluide frigorigène ayant un GWP plus faible possible et un ODP nul.

Références

- [1] M. HAMZAOUI. Polycopié de cours machines thermiques, destiné aux étudiants de Master I Energétique. 2021.
- [2] www.abcclim.net. Créer le 12-03-2005, consulté août 2022.
- [3] https://westfalen.com/fileadmin/user_upload/Website_Frankreich/pdf/Westfalen_IP1_Fluides_frigorigenes_zeotropes_FR.pdf. Consulté septembre 2022.
- [4] Shan K. Wang. Handbook of Air Conditioning and Refrigeration ASHRAE Handbook, McGraw-Hill, (1993).
- [5] Leelananda Raja Pakasha Zeotropic Refrigerant Mixtures in Vapour Compression Refrigeration Systems - Issues and Implications. USA (2002).
- [6] Carvalho, S.M.R.; Massuchetto, L.H.P.; Nascimento, R.B.C.; Araujo, H.V.; D'Angelo, J.V.H. Optimization of a vapor injection refrigeration cycle using hydrocarbon mixed refrigerants. *International Journal of Refrigeration*. 98, (2019), 109–119.
- [7] Heo, J.; Jeong, M.W.; Kim, Y. Effects of flash tank vapor injection on the heating performance of an inverter-driven heat pump for cold regions. *International Journal of Refrigeration*. 33, (2010), 848–855.
- [8] D'Angelo, J.V.H.; Aute, V.; Radermacher, R. Performance evaluation of a vapor injection refrigeration system using mixture refrigerant R290/R600a. *International Journal of Refrigeration*. 65, (2016), 194–208.
- [9] Lee, Y.; Kang, D.; Jung, D. Performance of virtually non-flammable azeotropic HFO1234yf/HFC134a mixture for HFC134a applications. *International Journal of Refrigeration*. 36, (2013), 1203–1207.
- [10] Chen, J.; Havtun, H.; Palm, B. Screening of working fluids for the ejector refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*. 47, (2014), 1-14.
- [11] Calm, J.M. The next generation of Refrigerants-Historical review, considerations, and outlook. *International Journal of Refrigeration*. 31, (2008), 1123-1133.

- [12] Besagni, G.; Mereu, R.; Leo, G.D.; Inzoli, F. A study of working fluids for heat driven ejector refrigeration using lumped parameter models. *International Journal of Refrigeration*. 58, (2015), 154-171.
- [13] Zhao, Y. ; Li, Z. ; Zhang, X. ; Wang, X. ; Dong, X. ; Gao, B. ; Gong, M. ; Shen, J. Azeotropic refrigerants and its application in vapor compression refrigeration cycle. *International Journal of Refrigeration* 108, (2019),1-13.
- [14] McLinden, M.O., Brown, J.S., Brignoli, R., Kazakov, A.F., Domanski, P.A., Limited options for low-global-warming-potential refrigerants. *Nature Communications*. 8, (2017). 14476.
- [15] Rajapaksha, L., Influence of special attributes of zeotropic refrigerant mixtures on design and operation of vapour compression refrigeration and heat pump systems. *Energy Conversion and. Management* 48, (2007). 539–545.
- [16] Ibrahim Dincer and Calin Zamfirescu. *Advanced power generation systems*. University of Ontario Institute of Technology. First edition 2014.
- [17] Gang Yan, Cheng feng Cui, Jianlin Yu. Energy and exergy analysis of zeotropic mixture R290/R600a vapor-compression refrigeration cycle with separation condensation. *Applied Thermal Engineering* 108 (2016) 172–180.
- [18] www.fthsyenergie.com. Consulté octobre 2022.