

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

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

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



*Université Mouloud Mammeri
Tizi-Ouzou*

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

En vue de l'obtention du Diplôme de Master Académique en Génie Mécanique

Option : Energétique

Thème :

Analyse Energétique et Exergétique d'un Système Frigorifique Bi-Etagé

Réalisé par

- FEKIR Nabil
- MOUAICI Salim

Encadré par

- M^f : M. HAMZAOUI

Promotion 2018-2019

Remerciements

Avant tout, remercions le bon Dieu de nous avoir donné la force et le courage pour mener à bien ce modeste travail et surmonter toutes les difficultés rencontrées durant l'année.

Nous tenons également à exprimer nos plus sincères remerciements à notre promoteur Mr M. HAMZAOUI de nous avoir suivi ; guidé et orienté jusqu'à l'aboutissement de ce travail.

Nous tenons aussi à exprimer nos remerciements aux membres du jury qui nous ont fait l'honneur d'examiner et d'évaluer 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 des archives, de la bibliothèque et le personnel administratif.

On tient également à remercier nos chers parents ainsi que nos familles d'avoir contribué à notre succès.

Que nos amis et toutes les personnes qui nous ont assisté et encouragé de près ou de loin, trouvent ici l'expression de nos sincères reconnaissances.

Merci à vous tous

Dédicace

On dédie ce modeste travail :

À nos familles respectives,

À nos amis, spécialement :

*Yacine, Mustapha, Moh,
Abdellah, Agnes, Amel, Lisa.*

*A tous les étudiants et amis de
notre promotion*

NOMENCLATURE

\dot{m}	: Débit du réfrigérant (kg/s)
h	: Enthalpie spécifique (kJ/kg)
P	: Pression[bar]
\dot{W}_e	: Puissance consommée par le compresseur kW
\dot{W}_{rev}	: Puissance réversible kW
\dot{Q}_c	: Rejet de chaleur par le condenseur à l'environnement kW
\dot{s}_{in}	: Entropie à l'entrée (kJ/kg. K)
\dot{s}_{out}	: Entropie à la sortie (kJ/kg. K)
\dot{s}_{gen}	: Entropie générée (kJ/kg. K)
$\Delta\dot{s}_{sys}$: Variation d'entropie de système
s	: Entropie spécifique (kJ/kg. K)
$\dot{E}x_{in}$: Flux exergétique à l'entrée kW
$\dot{E}x_{out}$: Flux exergétique à la sortie kW
$\dot{E}x_{det}$: exergie détruite kW
T_0	: Température de référence[K]
T_c	: Température de condensation[K]
T_e	: Température d'évaporation[K]
\dot{Q}_e	: Puissance frigorifique kW
$\dot{E}x_{\dot{q}_c}$: Exergie kW
$\dot{E}x_{\dot{q}_e}$: Exergie kW
\dot{W}_c	: puissance consommée par le compresseur kW
COP	: Coefficient de performance
COP_C	: Coefficient de performance de Carnot
η	: Rendement

η_{iso} : Rendement isentropique

τ_1, τ_2 ; Rapport de compression

GWP : (Global Warming Impact) impact du réfrigérant sur l'effet de serre

ODP : (Ozone Depletion Potential) potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone

HC : Hydrocarbures

HFC : Hydrofluorocarbures

HCFC : Hydrochlorofluorocarbures

ERP : Etablissement recevant du public

DPA : La durée de présence atmosphérique

Indices :

in : Input (entrée).

out : Output (sortie).

gen : Générée.

BP : Basse pression.

HP : Haute pression.

Pour le cas de mono étagée :

1 : sortie évaporateur, entrée compresseur.

2 : sortie compresseur, entrée condenseur.

3 : sortie condenseur, entrée détenteur.

4 : sortie détenteur, entrée évaporateur.

Pour le cas bi-étagée à injection totale :

1 : sortie évaporateur, entrée compresseur BP.

2 : sortie compresseur BP, entrée dans la bouteille intermédiaire.

3 : sortie de la bouteille intermédiaire, entrée compresseur HP.

4 : sortie compresseur HP, entrée condenseur.

5 : sortie condenseur, entrée détenteur coté HP.

- 6 : sortie détenteur coté HP, entrée dans la bouteille intermédiaire.
- 7 : sortie de la bouteille intermédiaire, entrée détenteur coté BP.
- 8 : sortie détenteur coté BP, entrée évaporateur.

Pour le cas bi-étagée à injection partielle :

- 1 : sortie évaporateur, entrée compresseur BP.
- 2 : sortie compresseur BP, entrée dans la bouteille intermédiaire.
- 3 : sortie de la bouteille intermédiaire, entrée compresseur HP.
- 4 : sortie compresseur HP, entrée condenseur.
- 5 : sortie condenseur.
- 5' : entrée dans l'échangeur.
- 5'' : entrée détenteur coté HP.
- 6 : sortie détenteur coté HP, entrée dans la bouteille intermédiaire.
- 7 : sortie de l'échangeur, entrée détenteur coté BP.
- 8 : sortie détenteur coté BP, entrée évaporateur.

Pour le cas bi-étagée en cascade :

- 1 : sortie évaporateur, entrée compresseur BP.
- 2 : sortie compresseur BP, entrée évapo-condenseur.
- 3 : sortie évapo-condenseur, entrée détenteur coté BP.
- 4 : sortie détenteur coté BP, entrée évaporateur.
- 5 : sortie évapo-condenseur, entrée compresseur HP.
- 6 : sortie compresseur HP, entrée condenseur.
- 7 : sortie condenseur, entrée détenteur coté HP.
- 8 : sortie détenteur coté HP, entrée évapo-condenseur.

Table des matières

Introduction générale.....	14
Chapitre I : GENERALITES SUR LES FLUIDES ET LES MACHINES FRIGORIFIQUES	16
I.1 Introduction :	17
I.2 Production du froid :.....	17
I.3 Généralités sur les fluides frigorigènes :	17
I.4 Critères de choix d'un fluide frigorigène :	18
I.4.1 Critères thermodynamiques :	18
I.4.2 Critères de sécurité :.....	18
I.4.3 Critères économiques :	18
I.4.4 Critères environnementaux :	18
I.5 Les types des fluides frigorigènes :	19
I.5.1 Les composés inorganiques (série 700) :	19
I.5.2 Les hydrocarbures (série 600) :.....	19
I.5.3 Les mélanges (série 400 et 500) :.....	19
I.6 Les fluides les plus utilisés :	20
I.7 Les fluides et environnement :.....	21
I.8 Généralités sur les machines frigorifiques :	22
I.8.1 Machine frigorifique à compression :	22
I.8.2 Machine frigorifique à absorption :.....	23
I.8.3 Machine frigorifique à adsorption :.....	25

I.8.4	Machine frigorifique à éjection :	25
I.8.5	Machine frigorifique thermoélectrique (Peltier) :	26
I.8.6	Machine frigorifique magnétique :	27
I.9	Conclusion :	28
Chapitre II : ETUDE ENERGETIQUE ET EXERGETIQUE D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE MONO-ETAGEE		
II.1	Introduction	30
II.2	Principe de fonctionnement :	30
II.3	Analyse énergétique et exégétique d'un système frigorifique mono étage :	30
II.3.1	Compresseur :	31
II.2.3	Condenseur :	32
II.2.4	Détendeur :	34
II.2.5	Evaporateur :	35
II.4	Conclusion :	36
Chapitre III : ETUDE ENERGETIQUE ET EXERGETIQUE D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE BI-ETAGEE		
III.1	Introduction :	39
III.2	Principe de fonctionnement d'un cycle bi-étagée :	39
III.3	Les déférent types des machines frigorifiques bi-étagée :	39
III.3.1	Cycle bi-étagée à injection totale :	39
III.3.2	Cycle bi-étagée à injection partielle :	40
III.3.3	Machine frigorifique en cascade :	41

III.4	Analyse énergétique et exergetique :.....	42
III.4.1	Analyse énergétique et exergetique d'un cycle bi-étagée à injection totale :	42
III.4.2	Analyse énergétique et exergetique d'un cycle bi-étagée à injection partiel : ...	50
III.4.3	Analyse énergétique et exergetique d'une machine frigorifique en Cascade : ..	57
III.5	Conclusion :.....	65
Chapitre IV : ANALYSE DES RESULTATS ET DISCUSSIONS		66
IV.1	Introduction :	67
IV.2	Présentations des résultats pour le cycle à injection totale :.....	67
IV.2.1	Influence de la pression intermédiaire sur les puissances consommées par les compresseurs :.....	67
IV.2.2	Influence de la pression intermédiaire sur les coefficients de performance :	68
IV.2.3	Influence de la pression intermédiaire sur les débits massiques :	69
IV.2.4	Influence de la pression intermédiaire sur le rapport des débits m_c/m_e :.....	70
IV.2.5	Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans les deux compresseurs :.....	71
IV.2.6	Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans le condenseur :	72
IV.2.7	Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans les deux détendeurs :	72
IV.2.8	Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans l'évaporateur :	73
IV.2.9	Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite globale :	74
IV.2.10	Histogramme des exergies détruites des différentes composantes de la machine utilisé :	75

IV.2.11	Influence de la pression intermédiaire sur le rendement de l'installation :	76
IV.3	Présentations des résultats pour le cycle à injection partielle :.....	77
IV.3.1	Influence de la pression intermédiaire sur les puissances consommées par les compresseurs :.....	78
IV.3.2	Influence de la pression intermédiaire sur le coefficient de performance :	78
IV.3.3	Influence de la pression intermédiaire sur les débits massiques :	79
IV.3.4	Influence de la pression intermédiaire sur le rapport des débits mc/me :.....	80
IV.3.5	Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans les deux compresseurs :.....	81
IV.3.6	Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans le condenseur : 82	
IV.3.7	Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans les deux détendeurs :	82
IV.3.8	Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans l'évaporateur : 83	
IV.3.9	Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite globale :	84
IV.3.10	Histogramme des exergies détruites des différentes composantes de la machine utilisé : 84	
IV.3.11	Influence de la pression intermédiaire sur le rendement de l'installation :	86
IV.4	Présentations des résultats pour le cycle en cascade :	86
IV.4.1	Influence de la température T_8 sur les coefficients de performance :	88
IV.4.2	Influence de la température T_8 sur les puissances consommées par les compresseurs :.....	89
IV.4.3	Influence de rapport de compression sur les coefficients de performance :	89

IV.4.4	Influence de la température T_8 sur les débits massiques :.....	90
IV.4.5	Influence de la température T_8 sur le rapport des débits m_c/m_e :.....	91
IV.4.6	Influence de la température T_8 sur l'exergie détruite dans les deux compresseurs : :	92
IV.4.7	Influence de la température T_8 sur l'exergie détruite dans le condenseur :.....	93
IV.4.8	Influence de la température T_8 sur l'exergie détruite dans les deux détendeurs : :	94
IV.4.9	Influence de la température T_8 sur l'exergie détruite dans l'évaporateur :	94
IV.4.10	Influence de la température T_8 sur l'exergie détruite globale :.....	95
IV.4.11	Influence de la température T_8 sur le rendement de l'installation :	96
IV.5	Conclusion :.....	97
	CONCLUSION GENERALE	98
	Références bibliographiques.....	100

Listes des figures

Figure I-1 machine frigorifique à compression de vapeur.....	22
Figure I-2 machine frigorifique à absorption.....	24
Figure I-3 machine frigorifique à adsorption.....	25
Figure I-4 machine frigorifique à éjection	26
Figure I-5 machine frigorifique thermoélectrique	27
Figure I-6 machine frigorifique magnétique	28
Figure II-1 : schéma de l'installation mono-étagée.....	31
Figure II-2: schéma d'un compresseur.....	31
Figure II-3: schéma d'un condenseur.	33
Figure II-4 : schéma d'un détendeur.....	34
Figure II-5 : schéma d'un évaporateur.	35
Figure III-1 : schéma de l'installation bi-étagée à injection totale.	40
Figure III-2: schéma de l'installation bi-étagée à injection partielle.	40
Figure III-3: schéma de l'installation bi-étagée en cascade.....	41
Figure IV-1: Influence de la pression intermédiaire sur les puissances consommées par les deux compresseurs pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.	68
Figure IV-2: Influence de la pression intermédiaire sur le coefficient de performance (COP) pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.	69
Figure IV-3: Influence de la pression intermédiaire sur les débits massiques pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.....	70
Figure IV-4: Influence de la pression intermédiaire sur les débits massiques pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.....	70
Figure IV-5: Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans les deux compresseurs pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.	71
Figure IV-6: Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans le condenseur pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.....	72
Figure IV-7: Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans les deux détendeurs pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.....	73
Figure IV-8: Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans l'évaporateur pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.....	74
Figure IV-9: Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite globale pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.....	74
Figure IV-10: histogramme des exergies détruites de chaque élément pour des trois pressions différentes pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.....	75
Figure IV-11: Influence de la pression intermédiaire sur le rendement de l'installation pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.	77

<i>Figure IV-12: Influence de la pression intermédiaire sur les puissances consommées par les deux compresseurs pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.</i>	78
<i>Figure IV-13: Influence de la pression intermédiaire sur le coefficient de performance (COP) pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.</i>	79
<i>Figure IV-14: Influence de la pression intermédiaire sur les débits massiques pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.</i>	80
<i>Figure IV-15: Influence de la pression intermédiaire sur les débits massiques pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.</i>	80
<i>Figure IV-16: Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans les deux compresseurs pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.</i>	81
<i>Figure IV-17 : Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans le condenseur pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.</i>	82
<i>Figure IV-18 : Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans les deux détendeurs pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.</i>	83
<i>Figure IV-19 : Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans l'évaporateur pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.</i>	83
<i>Figure IV-20 : Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite globale pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.</i>	84
<i>Figure IV-21 : Histogramme des exergies détruites de chaque élément pour des trois pressions différentes pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.</i>	85
<i>Figure IV-22: Influence de la pression intermédiaire sur rendement de l'installation pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.</i>	86
<i>Figure IV-23: Influence de la températures T_8 sur les coefficients de performance pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.</i>	88
<i>Figure IV-24: Influence de la températures T_8 sur les puissances consommées par les deux compresseurs pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.</i>	89
<i>Figure IV-25: Influence des rapports de compression sur le coefficient de performance pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.</i>	90
<i>Figure IV-26: Influence de la température T_8 sur les débits massiques pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.</i>	91
<i>Figure IV-27: Influence de la température T_8 sur le rapport des débits massiques pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.</i>	92
<i>Figure IV-28: Influence de la température T_8 sur l'exergie détruite dans les deux compresseurs pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.</i>	93
<i>Figure IV-29: Influence de la température T_8 sur l'exergie détruite dans le condenseur pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.</i>	93
<i>Figure IV-30: Influence de la température T_8 sur l'exergie détruite dans les deux détendeurs pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.</i>	94

<i>Figure IV-31: Influence de la température T8 sur l'exergie détruite dans l'évaporateur pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C</i>	<i>95</i>
<i>Figure IV-32 : Influence de la température T8 sur l'exergie détruite globale pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.....</i>	<i>96</i>
<i>Figure IV-33: Influence de la température T8 sur le rendement de l'installation pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.....</i>	<i>97</i>

Introduction générale

Pour une meilleure condition de vie et de confort, l'être humain intensifie sa consommation d'énergie sous ses différentes formes. Ce qui a engendré des effets nocifs pour la planète telle que : la pollution, la destruction de la couche d'ozone et le réchauffement climatique.

En tenant compte de ces dangers sur l'environnement et sur l'humanité, les chercheurs et les industriels développent des modes d'utilisation efficaces de l'énergie dans les procédés industriels. En effet, le domaine de la production du froid prend part dans la liste, car on sait bien que 15% de la production mondiale d'électricité est destinée pour la production du froid, un pourcentage qui pourrait s'élever à 45% en 2050 si aucune correction de trajectoire n'est adoptée d'après les chercheurs (source BFM TV), car l'augmentation de la demande est de 17% par an, et lorsqu'on parle de demande on sous-entend la production des machines frigorifiques et les fluides frigorigènes.

Cependant, la communauté scientifique cherche toujours des solutions pour ce problème, et parmi ces solutions l'interdiction de l'utilisation des réfrigérants appartenant à la famille des CFC, HCFC et HFC. Ainsi que le développement des machines frigorifiques plus fiables et plus économiques en utilisant des fluides frigorigènes les moins nocifs tels que les réfrigérants naturels : l'ammoniaque, le dioxyde de carbone et les hydrocarbures ont récemment fait l'objet d'une attention croissante.

Le travail présenté dans ce mémoire est relatif à l'étude énergétique et exergétique des deux machines frigorifiques mono étagées et bi-étagées. L'inscrit donc dans le cadre de la recherche des systèmes améliorés pour la production du froid. On s'intéresse plus précisément pour les installations bi-étagées, et à l'influence de la température et/ou la pression intermédiaire sur les performances des machines.

Le présent travail est divisé en quatre chapitres :

Le premier chapitre vise à présenter les différentes machines frigorifiques les plus répandues et sur les généralités des fluides frigorigènes.

L'objectif du second chapitre est de présenter le principe de fonctionnement d'une machine frigorifique mono étagée et de faire une étude énergétique et exergétique de chaque composant de l'installation.

Introduction Générale

Et on s'est focalisé sur la machine frigorifique à cycle bi-étagé en présentant les différentes machines existantes et leur principe de fonctionnement ainsi on a pu faire une étude énergétique et exergetique de chaque composant des différentes machines, montré dans le troisième chapitre.

On termine par le quatrième chapitre qui consistera à présenter les résultats pour cette étude sur l'influence de la température et/ou la pression intermédiaire sur le rendement des installations.

**Chapitre I : GENERALITES SUR LES FLUIDES ET LES MACHINES
FRIGORIFIQUES**

I.1 Introduction :

Les machines frigorifiques sont des machines thermiques utilisées pour la production de la basse température afin de maintenir une certaine température dans un milieu quelconque inférieur à l'ambiance, pour cela des phénomènes endothermiques (qui absorbe de l'énergie) et phénomènes exothermiques (qui rejettent de l'énergie) sont mise en œuvre pour réaliser une production continue de froid, celle-ci peut être sous forme mécanique ; électrique ; calorifique.

I.2 Production du froid :

Une machine frigorifique est un circuit fermé dans lequel circule un fluide frigorigène. Son fonctionnement est basé sur le principe thermodynamique utilisant les propriétés physiques d'un fluide pour assurer un transfert de chaleur ou d'énergie, ce cycle frigorifique comprend plusieurs composants mécaniques, électriques, magnétiques.... Nécessaires pour établir cette tâche.

I.3 Généralités sur les fluides frigorigènes :

Dans le système de réfrigération par cycle de compression de vapeur on fait appel au fluide frigorigène qui permet l'échange de chaleur par ses changements d'état.

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

Il est important pour un fluide frigorigène d'avoir une température d'évaporation peu élevée pour que le passage de la phase liquide à la phase vapeur soit réalisable. Le changement s'effectue à température et pression constantes et c'est durant cette phase que la quantité de chaleur absorbée (ou rejetée) est la plus importante.

C'est la raison pour laquelle l'évaporation et la condensation sont partout présentes dans la production du froid.

Le fluide frigorigène étant un médium qui sert à évacuer de la chaleur, il possède des caractéristiques propres (physique, thermodynamiques et chimiques) ces critères permettent de définir le fluide le mieux adapté à une certaine utilisation.

I.4 Critères de choix d'un fluide frigorigène :

Pour choisir le fluide frigorigène le mieux adapté à une installation en tient compte des critères suivants :

I.4.1 Critères thermodynamiques :

- Bonnes propriétés thermodynamiques en général
- Puissance frigorifique volumétrique élevée
- Température critique élevée
- Point de congélation bas
- Taux de compression inférieur à 9 (pression condensation/pression évaporation)
- Pression adaptée aux matériels et aux conditions d'utilisation
- Miscibilité avec le lubrifiant
- Stabilité chimique et thermique [4]

I.4.2 Critères de sécurité :

- Non inflammable
- Non toxique pour l'homme à faible concentration [4]

I.4.3 Critères économiques :

- Être d'un coût peut élever
- Un approvisionnement facile [4]

I.4.4 Critères environnementaux :

- Action sur la couche d'ozone, cette couche permet d'arrêter en partie les rayons ultra-violets, le chlore contenu dans certains fluides frigorigènes détruit cette couche d'ozone.
- Un coefficient nommé ODP dont la référence est le R-11 a été défini pour l'ensemble des fluides, ce coefficient doit être le plus faible possible.
- Action sur l'effet de serre (réchauffement climatique), Le GWP (ou PRG = Potentiel de Réchauffement global) est une indication sur la nocivité d'un gaz par rapport à l'effet de serre.
- La référence est le CO₂ avec un GWP=1, plus ce chiffre est élevé plus le fluide est nocif.[4]

I.5 Les types des fluides frigorigènes :

I.5.1 Les composés inorganiques (série 700) :

Les composés inorganiques que l'on utilise pour la réfrigération sont l'eau, le dioxyde de carbone et l'ammoniac. Chacun d'entre eux est inoffensif pour l'environnement, mais présente certains inconvénients.

L'eau est un fluide frigorigène qui peut être utilisé mais cela reste théorique, car il faut beaucoup trop d'énergie pour pouvoir l'utiliser. L'eau a aussi une importante masse volumique, ce qui pose des problèmes en phase d'évaporation.

Le CO₂ est également très présent sur terre, mais il a de faibles capacités thermodynamiques. Le fonctionnement transcritique de ces installations et les pressions très élevées sont des freins au développement de cette solution.

Enfin, l'ammoniac est certainement le meilleur fluide frigorigène inorganique, il a de très bonnes capacités thermodynamiques, mais il est toxique, corrosif et inflammable. Il est surtout employé dans les grandes installations industrielles. [4]

I.5.2 Les hydrocarbures (série 600) :

Les hydrocarbures, c'est-à-dire les composés organiques composés exclusivement d'atomes de carbone et d'hydrogène, possèdent des propriétés qui en font d'excellents fluides frigorigènes. Outre ces bonnes qualités thermodynamiques, ils offrent l'avantage d'être assez propres pour l'environnement et d'avoir une faible toxicité. En revanche, ils sont inflammables, ce qui rend leur manipulation délicate. Pour utiliser des hydrocarbures comme fluides frigorigènes, il faut donc s'entourer d'un maximum de précautions, ces hydrocarbures sont le propane, le butane et l'isobutane. [4]

I.5.3 Les mélanges (série 400 et 500) :

La première catégorie de cette famille est aussi la plus tristement célèbre qui a été longtemps et largement utilisée dans le monde jusqu'à ce qu'on établisse leur dangerosité pour l'environnement.

Les fluides de la série 400 sont des mélanges zéotropiques ayant un glissement de température, la charge en fluides des installations s'effectue toujours à l'état liquide.

Les fluides de la série 500 sont des mélanges azéotropiques, n'ayant pas de glissement de température. [4]

I.6 Les fluides les plus utilisés :

- **R 410A :**

Le R-410A est un mélange (50% HCF 32, 50% HCF 125) de type HFC principalement destiné aux installations neuves. Il est utilisé dans les secteurs du conditionnement d'air de petite puissance, split system, pompe à chaleur et de la réfrigération industrielle.

- **R 134a :**

Le R-134a est un hydrofluorocarbure (HFC) destiné aux applications frigorifiques domestiques, commerciales et industrielles, ainsi que dans celles du conditionnement d'air, du refroidissement des liquides et des pompes à chaleur. Le R-134a est le fluide choisi par les fabricants de systèmes de conditionnement d'air automobile et agricole.

Ce fluide peut également remplacer le R-12 dans les installations existantes suivant une procédure.

- **R 404A :**

Le R-404A est un mélange ternaire Zéotrope (R-143a, R-125, R-134a) de type HFC, mis au point pour le domaine du froid commercial et industriel et les transports frigorifiques.

Il est utilisé de préférence pour les réalisations des installations neuves de type centrales frigorifiques pour grandes surfaces de vente (supermarchés et hypermarchés), entrepôts frigorifiques, installations de surgélation alimentaire et meubles pour la conservation des aliments congelés et les camions réfrigérés.

- **R 427A :**

Fluide zéotrope à fort glissement de température de type HFC, fluide de remplacement du R22. Les propriétés thermodynamiques de ce fluide sont assez proches de celles du R-22

- **R32 :**

Le R-32 s'impose comme le remplaçant du R-410A, légèrement inflammable, il présente de nombreux avantages même si celui-ci n'est pas autorisé dans les ERP.[4]

I.7 Les fluides et environnement :

➤ **GWP :**

Le GWP (Global Warning Potential) exprime le potentiel de réchauffement d'un gaz à effet de serre comparé à celui de dioxyde de carbone, il est en fonction de deux paramètres :

La durée de présence atmosphérique (DPA) et ses caractéristiques radiatives.

➤ **L'effet de serre :**

L'effet de serre est le réchauffement de l'atmosphère sous l'effet des rayons solaires en présence de certains gaz, il est important de prendre en considération la durée de vie de gaz dans l'atmosphère (DPA) et ses quantités produites.

➤ **L'ammoniac :**

L'ammoniac est très dangereux et toxique et son impact sur l'environnement est très mauvais il est très soluble dans l'eau (33.1% en poids à 20°C), la dissolution s'accompagne d'un dégagement de chaleur, de plus il attaque les matériaux (le cuivre, plastique ...) C'est un gaz relativement peu inflammable mais il forme des mélanges explosifs avec l'air. Il est très toxique pour l'homme (respiration).

Il ne peut être utilisé que pour les applications industrielles ou un contrôle rigoureux est exigé, et son utilisation élargie en tant que réfrigérant nécessite une révision complète de la technique industrielle de réfrigération.

➤ **Le dioxyde de carbone :**

CO₂ présente l'avantage d'être un fluide naturel avec un GWP très inférieure à celui de R-404a, cependant ce n'est pas définition le gaz de l'effet de serre.

Il peut être mélangé avec des HFC comme agent d'extinction et comme fluide frigorigène.

➤ **Les HCFC et CFC :**

Les HCFC et CFC ont un impact non négligeable sur la couche d'ozone, de plus le problème de l'effet de serre entraînant un réchauffement de la planète et un bouleversement climatique, apparaît avec l'utilisation de ses gaz réfrigérant.

➤ **Les HC :**

Les HC ne détruisent pas la couche d'ozone, leur potentiel d'effet de serre reste faible mais les mesures de sécurité que les utilisateurs doivent employer peuvent faire accroître la consommation d'énergie et donc indirectement la production de CO₂.

Ils sont très inflammables et nécessitent des usines possédant des systèmes anti explosion.

➤ **Les HFC :**

Les HFC sont les substituts des CFC et HCFC, ces réfrigérants présentent une très grande efficacité énergétique, ils sont inoffensifs vis-à-vis de la couche d'ozone mais leur GWP est très élevée bien que leur durée de vie dans l'atmosphère soit beaucoup plus courte par rapport aux autres gaz à effet de serre.[1]

I.8 Généralités sur les machines frigorifiques :

On cite ci-dessous les différentes machines frigorifiques produisant du froid :

I.8.1 Machine frigorifique à compression :

Le cycle à compression mécanique de vapeur est largement utilisé pour les pompes à chaleur de petites et grandes puissances, les climatiseurs et les groupes de réfrigérations classiques, ces machines sont très répandues car elles ont un excellent rendement, généralement constitué de quatre éléments essentiels : (compresseur, condenseur, détendeur, évaporateur) :

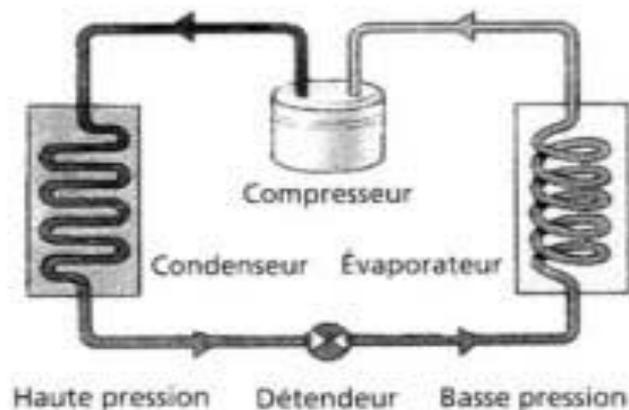


Figure I-1 machine frigorifique à compression de vapeur

➤ **Compresseur :**

Les compresseurs à piston sont les plus répandus, mais depuis les années 80 les compresseurs à spirale, à vis, et rotatifs, prennent une place de plus en plus importante. Son fonctionnement consiste à aspirer les vapeurs produites par l'évaporateur sous basse pression (BP), et les refoule sous haute pression (HP) vers le condenseur.

Les compresseurs centrifuges sont employés lorsque des puissances frigorifiques élevées doivent être développées.

➤ **Condenseur :**

Le condenseur est un échangeur thermique, il récupère le fluide frigorigène à l'état gazeux sous haute pression venant de compresseur, pour refroidir le fluide frigorigène afin de le rendre à l'état liquide ou saturant en cédant de la chaleur.

L'efficacité de l'échangeur thermique est favorisée par les ailettes, augmentant ainsi la surface d'échange.

➤ **Détendeur :**

Le détendeur est utilisé pour réduire la pression de liquide réfrigérant autrement dire le fluide entre à haute pression et en ressort à basse pression.

➤ **Evaporateur :**

C'est un échangeur thermique entre le milieu à refroidir et le fluide frigorigène. Son principe de fonctionnement consiste à faire passer de l'état liquide à l'état de vapeur le fluide frigorigène circulant à l'intérieur en absorbant de la chaleur au milieu à refroidir.

L'efficacité de l'échange thermique est favorisée par les ailettes. Augmentant ainsi la surface d'échange.

I.8.2 Machine frigorifique à absorption :

Dans ce système, une source de chaleur externe est utilisée pour séparer un constituant volatil d'une solution. Ce constituant séparé sous phase vapeur est ensuite condensé, puis détendu. Le liquide issu de la détente s'évapore, absorbant ainsi de la chaleur et produisant du froid. Les éléments principaux nécessaires pour produire du froid selon ce cycle sont :

➤ **Bouilleur :**

Aussi dit un générateur, une solution riche en fluide frigorigène (exemple : eau) est portée à ébullition par une source de chaleur extérieure (résistances, brûleur à gaz, etc...) ce qui engendre une vaporisation du fluide. Le fluide frigorigène se sépare de l'absorbant.

➤ **Condenseur :**

La vapeur sortante de bouilleur rentre dans le condenseur où elle est refroidie par une circulation d'eau froide ensuite elle poursuit son chemin vers l'évaporateur.

➤ **Evaporateur :**

Dans l'évaporateur le réfrigérant est pulvérisé à très faible pression et soustrait une quantité de chaleur de la source à refroidir, dit effet frigorigène.

Une partie du réfrigérant pulvérisée ne s'évapore pas et tombe dans le fond de l'évaporateur ou elle est pompée pour être à nouveau pulvérisée.

➤ **Absorbeur :**

Les vapeurs provenant de l'évaporateur vont dans l'absorbeur, elles rencontrent l'absorbant (exemple : bromure de lithium) qui, par action hygroscopique (qui absorbe la vapeur d'eau contenue dans l'air), permet une reconstitution du mélange riche en fluide frigorigène, ce dernier est pompé pour que le cycle recommence.[2]

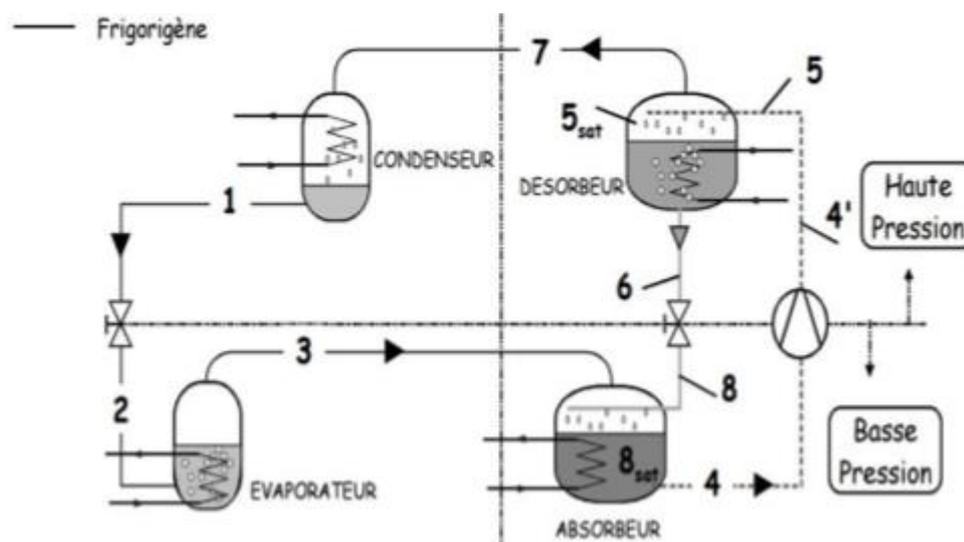


Figure I-2 machine frigorifique à absorption

I.8.3 Machine frigorifique à adsorption :

On dit machine frigorifique à adsorption si le sorbant est un solide donc on ne peut pas le transférer vers la source de chaleur pour être régénéré, cette machine fonctionne de manière cyclique et se compose de deux phases :

- Phase de régénération –condensation
- Phase d'adsorption - évaporation.

Les deux récipients (adsorbeur et désorbeur) servent l'un après l'autre, dans la première phase le premier adsorbant est utilisé pour la production de froid tandis que l'autre est parcouru par l'eau chaude et ainsi régénéré, et dans la deuxième phase le premier adsorbant est saturé il est remplacé par le second pour la production de froid et devient régénéré lui aussi.[2]

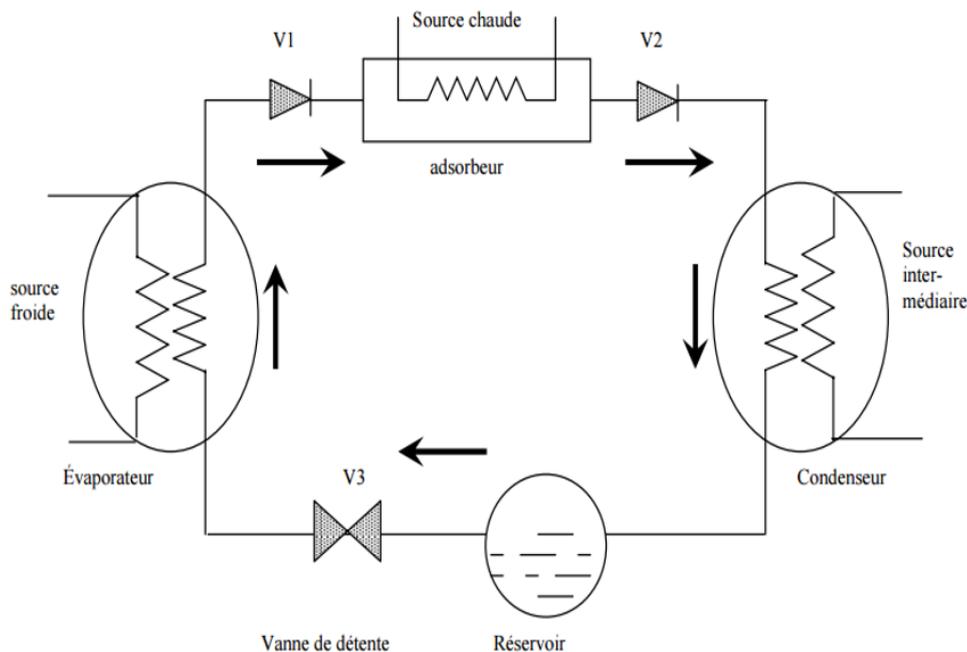


Figure I-3 machine frigorifique à adsorption

I.8.4 Machine frigorifique à éjection :

Contrairement aux installations frigorifiques à compression, celle à éjection de vapeur ne possèdent pas de compresseur mécanique, mais un compresseur à jet de vapeur. Ce dernier est composé d'une chambre de mélange où arrive la vapeur motrice à travers une tuyère et la vapeur

La difficulté principale de l'effet Peltier est de pouvoir évacuer la chaleur émise par effet Joule sans contrarier la production de froid, plus on n'aura la capacité d'évacuer la chaleur plus la production frigorifique sera importante.[4]

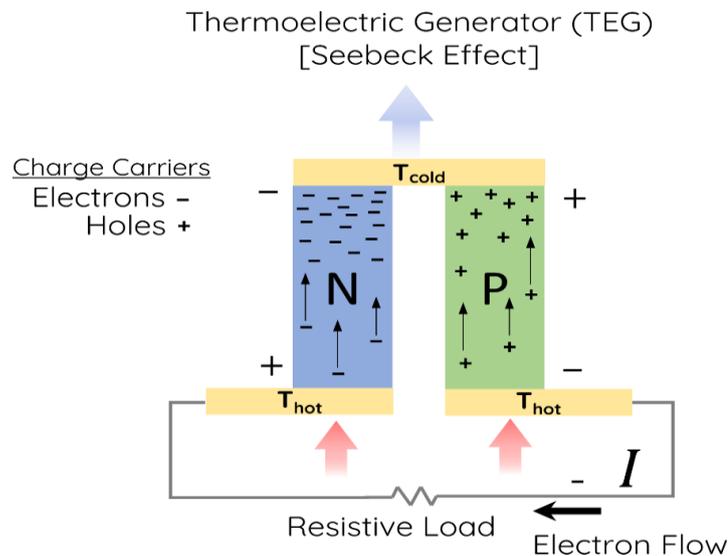


Figure I-5 machine frigorifique thermoélectrique

I.8.6 Machine frigorifique magnétique :

Après l'impact des machines citées précédemment dans la production de froid sur l'environnement des chercheurs se sont dirigés vers des technologies réduisant cet impact. On parle donc sur les machines frigorifiques magnétiques qui ne nécessitent pas de compresseur ni de fluide frigorigène et aucune consommation électrique. Ces principaux éléments sont :

- Matériaux magnétocaloriques
- Le champ magnétique
- Échangeurs de chaleur
- Fluide caloporteur

Son principe de fonctionnement est basé sur le phénomène physique magnétocalorique obtenu on fait varier l'entropie totale de matériaux magnétocaloriques en lui appliquant ou retirant un champ magnétique.

On a l'entropie totale = entropie magnétique + entropie thermique

Cas 1 magnétisation :

Lorsque on fait passer un champ magnétique adiabatique donc pas d'échange de chaleur on aura l'entropie total constant et au fur et à mesure que le champ magnétique augmente on

aura l'entropie magnétique qui baisse donc l'entropie thermique augmente ce qui va augmenter la température du matériau ainsi la température de fluide caloporteur.

Cas 2 démagnétisation :

Lorsque on retire se champ magnétique on aura une augmentation de l'entropie magnétique donc pour compenser on aura l'entropie thermique qui baisse et les électrons retournent dans leur alignement d'origine ce qui traduit par une chute de température du matériau ainsi la température de fluide caloporteur donc produit de froid à travers les échangeurs de chaleurs par convection.

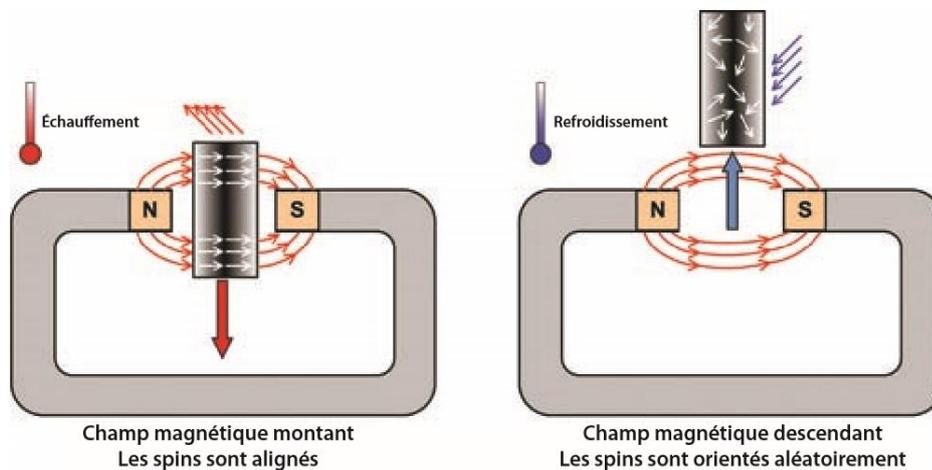


Figure I-6 machine frigorifique magnétique

I.9 Conclusion :

Dans ce chapitre on a présenté des généralités sur les différentes machines frigorifiques existantes actuellement, dans une autre partie de ce chapitre, on a cité quelques fluides frigorigènes utilisés dans le domaine de froid, ce dernier est choisi en tenant compte de plusieurs paramètres en considérations ; de point de vue sécurité et préservation de l'environnement et d'un autre point de vue technique afin d'optimiser les performances de la machine en question.

Chapitre II : ETUDE ENERGETIQUE ET EXERGETIQUE D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE MONO-ETAGEE

II.1 Introduction

La production du froid ne se distingue pas de la production de chaleur uniquement en termes d'échelle de température ou en termes de signe de la quantité de chaleur échangée. En effet, on ne peut pas dire que la production du froid est simplement une production de chaleur négative à basse température. La distinction principale vient de l'existence du second principe de la thermodynamique.

On peut donc définir la production de froid comme la mise en œuvre d'une suite de transformation thermodynamique permettant d'extraire de la chaleur d'un milieu (source froide) pour abaisser et/ou maintenir sa température en dessous de la température ambiante. Ces transformations sont subies par une substance active (le frigorigène), qui prélève de la chaleur à la source froide, en la rejetant dans la source chaude et à laquelle on doit apporter de l'énergie en compensation. La figure (II.1) représente le schéma général d'une machine frigorifique à compression de vapeur simple.

II.2 Principe de fonctionnement :

Le fluide frigorigène subit les transformations suivantes :

- En 1 la vapeur saturée est à la température T_1 et à la pression P_1 elle est comprimée adiabatiquement jusqu'à la pression P_2 et la température T_2 au point 2.
- La vapeur sèche subit une transformation isobare dans le condenseur jusqu'à liquéfaction total de 2 à 3 (dans le condenseur).
- En 3 le fluide est à l'état de liquide saturé à la température T_3 , il est détendu de manière isenthalpique jusqu'au point 4 à la pression P_4 (dans le détendeur).
- Enfin le fluide entre dans l'évaporateur où le liquide restant se transforme en vapeur saturée à la température T_1 .

II.3 Analyse énergétique et exérgétique d'un système frigorifique mono étagé :

En négligeant les énergies cinétiques et potentielles et en utilisant le principe de conservation de la masse selon la première loi de la thermodynamique et aussi en appliquant le principe de conservation de l'énergie pour chaque composant de système.

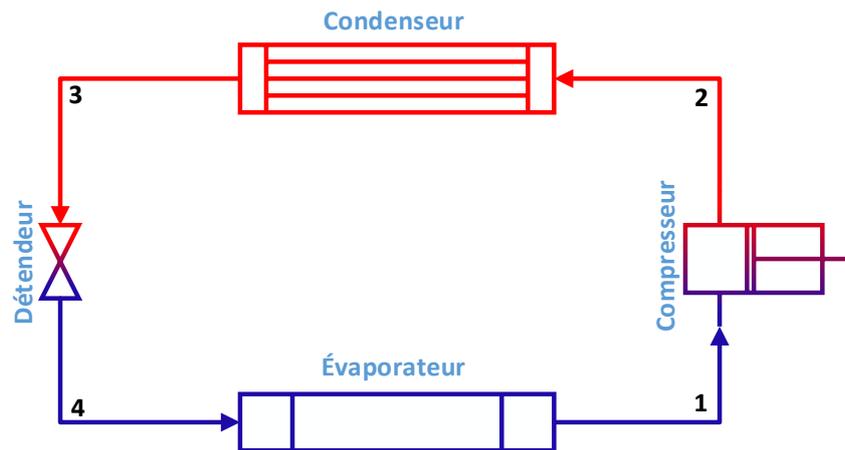


Figure II-1 : schéma de l'installation mono-étagée.

II.3.1 Compresseur :

C'est l'organe principal de la machine frigorifique, il assure l'augmentation de la pression. Ces bilans énergétiques et exergetiques sont les suivants :

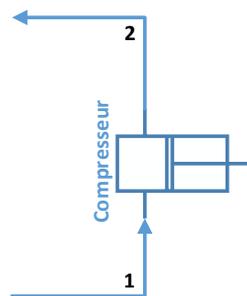


Figure II-2: schéma d'un compresseur.

- Selon la conservation de masse au niveau de compresseur on a :

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m} \quad (\text{II-1})$$

- Bilan énergétique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}h_1 + \dot{W} = \dot{m}h_2 \quad (\text{II-2})$$

- Bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta\dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{II-3})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in} \quad (II-4)$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}s_2 - \dot{m}s_1 = \dot{m}(s_2 - s_1) \quad (II-5)$$

- Bilan d'exergie :

Pour calculer l'exergie détruite on fait comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (II-6)$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (II-7)$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_e + \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 \quad (II-8)$$

Avec :

$$\dot{E}x = \dot{m}(h - T_0s) \quad (II-9)$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_e - \dot{m}[h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1)] \quad (II-10)$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_e - \dot{W}_{rev} \quad (II-11)$$

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

$$\dot{W}_{rev} = \dot{E}x_2 - \dot{E}x_1 = \dot{m}[h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1)] \quad (II-12)$$

D'où :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}(h_2 - h_1) - \dot{m}[h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1)] \quad (II-13)$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m} T_0(s_2 - s_1) \quad (II-14)$$

$$\dot{E}x_{det} = T_0 \cdot \dot{S}_{gen} \quad (II-15)$$

II.2.3 Condenseur :

Le condenseur sert à échange de la chaleur avec le milieu extérieur et voici ces différents bilans (énergétiques et exergetiques) :

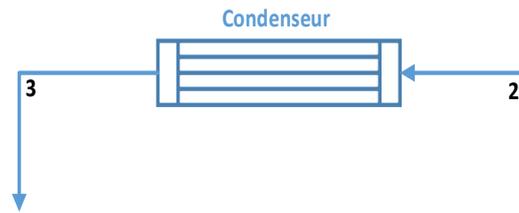


Figure II-3: schéma d'un condenseur.

- Le bilan de masse :

Le bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m} \quad (\text{II-16})$$

- Bilan énergétique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}h_2 + \dot{Q}_c = \dot{m}h_3 \quad (\text{II-17})$$

- Bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{gen} = \Delta\dot{S}_{sys} = 0 \quad (\text{II-18})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in} \quad (\text{II-19})$$

$$\dot{S}_{gen} = \frac{\dot{Q}_c}{T_c} + \dot{m}s_3 - \dot{m}s_2 \quad (\text{II-20})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m} \left(\frac{Q_c}{T_c} + s_3 - s_2 \right) \quad (\text{II-213})$$

- Bilan d'exergie :

L'exergie détruite peut être calculée avec :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II-22})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II-23})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_2 - \dot{E}x_3 - \dot{E}x_{Qc} \quad (\text{II-24})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}[h_2 - h_3 - T_0(s_2 - s_3)] - \dot{Q}_c \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) \quad (\text{II-25})$$

II.2.4 Détendeur :

Il maintient la différence de pression entre le condenseur et l'évaporateur et crée la chute de pression et de température. Ces bilans énergétiques et exergetiques sont :

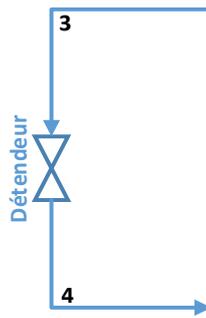


Figure II-4 : schéma d'un détendeur.

- Bilan de masse :

Le bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m} \quad (\text{II-26})$$

- Bilan énergétique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}h_3 = \dot{m}h_4 \quad (\text{II-27})$$

- Bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta\dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{II-27})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{II-28})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}[s_4 - s_3] \quad (\text{II-29})$$

- Bilan d'exergie :

L'exergie détruite est calculée comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II-30})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_e - \dot{E}x_s \quad (\text{II-31})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 = T_0 \cdot \dot{S}_{gen} = T_0 \dot{m}(s_4 - s_3) \quad (\text{II-32})$$

II.2.5 Evaporateur :

C'est l'organe qui sert à extraire de la chaleur du milieu à refroidir, ces différents bilans énergétiques et exergétiques sont :



Figure II-5 : schéma d'un évaporateur.

- Bilan de masse :

Le bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m} \quad (\text{II-33})$$

- Bilan énergétique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}h_4 = \dot{Q}_f + \dot{m}h_1 \quad (\text{II-34})$$

- Bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{gen} = \Delta\dot{S}_{sys} = 0 \quad (\text{II-35})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in} \quad (\text{II-36})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}s_1 - \dot{m}s_4 - \frac{\dot{Q}_f}{T_e} \quad (\text{II-37})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m} \left(s_1 - s_4 - \frac{Q_f}{T_e} \right) \quad (\text{II-38})$$

- Bilan d'exergie :

Le bilan exergetique s'écrit comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II-39})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II-40})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_4 - \dot{E}x_1 + \dot{E}x_{Q_e} \quad (\text{II-41})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}[h_4 - h_1 - T_0(s_4 - s_1)] + \dot{Q}_f \left(1 - \frac{T_0}{T_e} \right) \quad (\text{II-42})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}T_0(s_1 - s_4) - \left(\frac{T_0}{T_e} \right) \dot{Q}_f \quad (\text{II-43})$$

- Puissance de compresseur :

$$\dot{W}_c = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (\text{II-44})$$

- Coefficient de performance de l'installation :

$$COP = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}_c} \quad (\text{II-45})$$

- Rendement de l'installation :

$$\eta = COP / COP_c \quad (\text{II-46})$$

II.4 Conclusion :

Ce chapitre éclaire sur le fonctionnement des machines frigorifiques mono étagées et on a présenté les différents bilans massiques, énergétiques, entropiques et exergetiques de chaque composant illustrant l'installation, considérant l'absence de perte de charge et de température dans les conduites.

Dans les systèmes de réfrigération impliquant une différence de température élevée entre la source de chaleur et le puit de refroidissement, l'utilisation d'un système de réfrigération à un étage n'est pas économique en raison du fait que le rapport de pression élevé correspondant conduit à une faible efficacité volumétrique des compresseurs et par conséquent à un faible coefficient de performance du système. De plus, l'utilisation d'un réfrigérant dans une large plage de températures entraîne une diminution de la pression de l'évaporateur et une augmentation du volume d'aspiration et de la pression de condensation. L'utilisation de systèmes de réfrigération bi-étagé en cascade ou non est une solution appropriée pour éviter les problèmes rencontrés.

**Chapitre III : ETUDE ENERGETIQUE ET EXERGETIQUE D'UNE
MACHINE FRIGORIFIQUE BI-ETAGEE**

III.1 Introduction :

Lorsque les besoins en froid se situent à des températures très basses et avec des taux de compressions supérieures à 9, le fonctionnement d'un cycle mono-étagé devient de plus en plus difficile ce qui va provoquer une dégradation des performances de la machine (COP) et une augmentation brusque de la température de refoulement pouvant nuire à un fonctionnement du compresseur.

Face à un besoin et compte tenu de ces différentes contraintes, les concepteurs des systèmes frigorifiques se sont tournés vers des cycles bi-étagés.

III.2 Principe de fonctionnement d'un cycle bi-étagée :

Ce cycle n'est rien d'autre qu'un développement d'un cycle mono-étagé qui fonctionne avec deux étages de compression (compresseur basse et haute pression) et entre trois niveaux de pression (P_c ; P_i ; P_f) correspondant à trois températures de saturation (T_c ; T_i ; T_f) respectivement.

Le compresseur basse pression comprime le frigorigène de (P_f à P_i) et celui de haute pression le comprime de (P_i à P_c).

L'objectif visé est d'augmenter le rendement de cycle avec un taux de compression tout en réduisant le taux de compression basse pression (τ_B) et celui de haute pression (τ_H) avec :

$$\tau = \frac{P_c}{P_f} = \frac{(P_c P_i)}{(P_i P_f)} = \tau_B \tau_H \quad (\text{III-1})$$

Les vapeurs comprimées par le compresseur basse pression sont refroidies à l'aide d'une bouteille intermédiaire afin que ce dernier soit comprimé par le deuxième compresseur.

III.3 Les différents types des machines frigorifiques bi-étagées :

III.3.1 Cycle bi-étagée à injection totale :

Dans ce cycle, les vapeurs sortant du compresseur BP et le fluide diphasique sortant du détendeur HP sont mélangés dans une bouteille intermédiaire, qui agit comme une capacité et un séparateur, la phase vapeur étant aspirée par le compresseur HP, tandis que la phase liquide traverse le détendeur BP. [1]

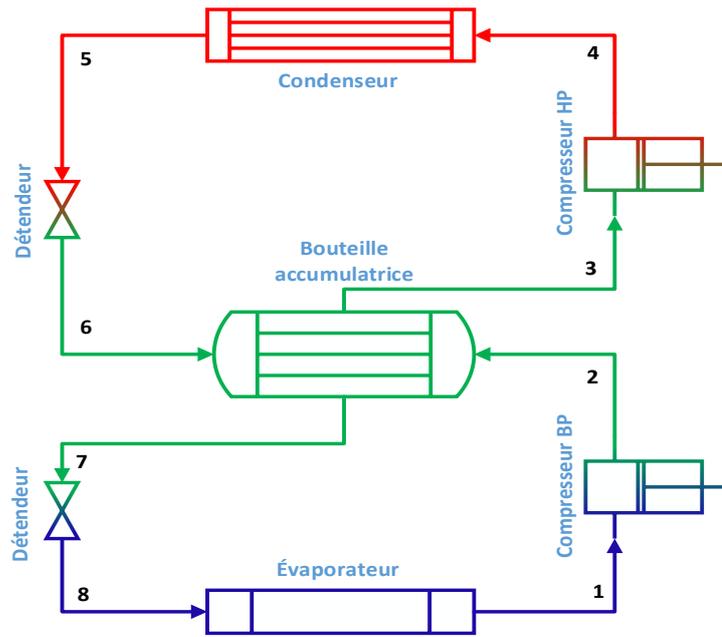


Figure III-1 : schéma de l'installation bi-étagée à injection totale.

III.3.2 Cycle bi-étagée à injection partielle :

Le synoptique de l'installation frigorifique bi-étagée à injection partielle est montrée dans la figure III.2.

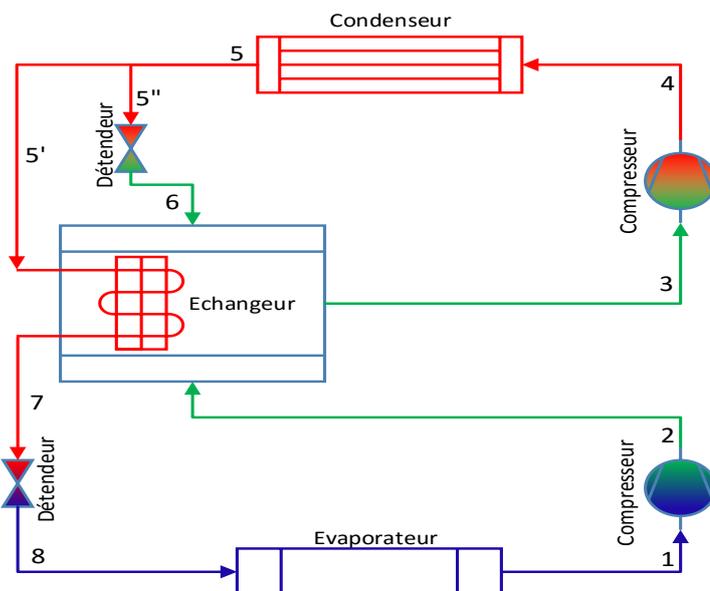


Figure III-2: schéma de l'installation bi-étagée à injection partielle.

Dans ce cycle Le fluide sortant du condenseur sera séparé en deux parties :

1- une partie du fluide passe par le détendeur D1 et subit une détente isenthalpique et une chute de pression, allant jusqu'à la vaporisation partielle de fluide ainsi produisant de froid qui servira à baisser la température des vapeurs refoulés de compresseur BP.

2-la deuxième partie du fluide passe dans un serpentin situé dans la partie basse (partie ou il y'a liquide) de la bouteille intermédiaire afin de subir un sous-refroidissement.

III.3.3 Machine frigorifique en cascade :

Une cascade est constituée d'une succession d'installation thermodynamique en général deux voire trois en fonction de l'utilisation et de la température visée. Ces installations comprennent des circuits frigorifiques qui utilisent des fluides frigorigènes travaillant à des niveaux de températures différents et couplés thermiquement par un échangeur.

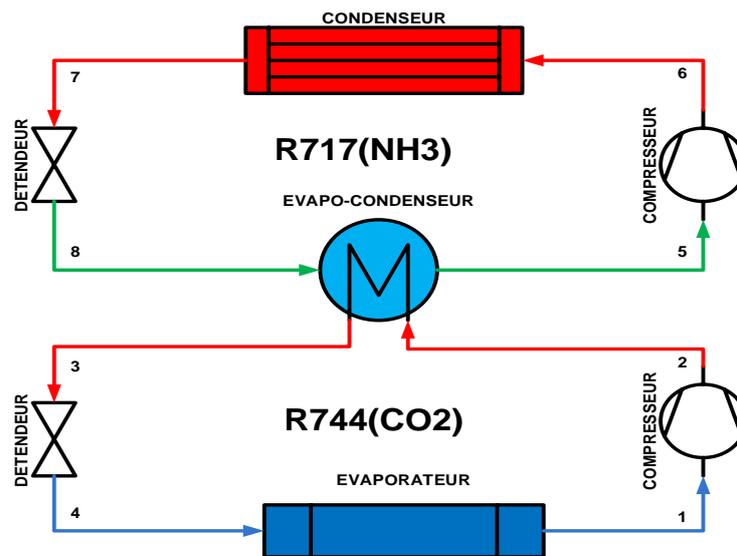


Figure III-3: schéma de l'installation bi-étagée en cascade.

Le principe de fonctionnement d'une cascade repose sur le cycle frigorifique traditionnel de type à compression de vapeur et changement d'état. L'étage haute pression (2^{ème} étage) possède une source chaude (condenseur) classique refroidie par air ou par eau. Sa source froide (évaporateur) est en contact avec la source chaude de l'étage basse pression (1^{er} étage) grâce à un échangeur à contre-courant. L'évaporateur à air ou à eau de l'étage basse pression soustrait la chaleur au milieu considéré.

Le système en cascade CO₂/NH₃ est un système bien connu dans l'industrie de la réfrigération dans lequel deux réfrigérants naturels sont utilisés. L'ammoniac, malgré ses inconvénients apparents de toxicité et d'inflammabilité modérée avec certains teneurs en CO₂ est un réfrigérant naturel qui a été le plus couramment adopté dans le cycle à haute température des systèmes de réfrigération à deux étages.

III.4 Analyse énergétique et exergétique :

III.4.1 Analyse énergétique et exergétique d'un cycle bi-étagée à injection totale :

Le système frigorifique bi-étagé à injection totale comme montre la figure (III.1) peut être étudié selon les différents bilans pour chaque un de ces composants :

Compresseur BP :

- Bilan massique : selon la conservation de masse au niveau de compresseur on a :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_e \quad (\text{III-2})$$

- Bilan énergétique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_e h_1 + \dot{W}_{BP} = \dot{m}_e h_2 \quad (\text{III-3})$$

Avec :

$$h_2 = h_1 + \left(\frac{h_{2iso} - h_1}{\eta_{iso}} \right) \quad (\text{III-4})$$

D'après Baakeem et al. [7] le rendement isentropique s'exprime par la relation :

$$\eta_{iso} = 0.85 - (0.046667 * \tau_1) \quad (\text{III-5})$$

Et on a le rapport de compression :

$$\tau_1 = P_2 / P_e \quad (\text{III-6})$$

- Bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta\dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{III-7})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_e s_2 - \dot{m}_e s_1 = \dot{m}_e (s_2 - s_1) \quad (\text{III-8})$$

- Bilan d'exergie :

Pour calculer l'exergie détruite on fait comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{III-9})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{III-10})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_e + \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 \quad (\text{III-11})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_e - \dot{m}_e [h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1)] \quad (\text{III-12})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_e - \dot{W}_{rev} \quad (\text{III-13})$$

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

$$\dot{W}_{rev} = \dot{E}x_2 - \dot{E}x_1 = \dot{m}_e [h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1)] \quad (\text{III-14})$$

D'où :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_e (h_2 - h_1) - \dot{m}_e [h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1)] \quad (\text{III-15})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_e T_0 (s_2 - s_1) \quad (\text{III-16})$$

$$\dot{E}x_{det} = T_0 \cdot \dot{s}_{gen} \quad (\text{III-17})$$

Compresseur HP :

- Bilan massique : selon la conservation de masse au niveau de compresseur on a :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_c \quad (\text{III-18})$$

- Bilan énergétique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_c h_3 + \dot{W}_{HP} = \dot{m}_c h_4 \quad (\text{III-19})$$

Avec :

$$h_4 = h_3 + \left(\frac{(h_{4iso} - h_3)}{\eta_{iso}} \right) \quad (\text{III-20})$$

$$\eta_{iso} = 0.85 - (0.046667 * \tau_2) \quad (\text{III-21})$$

Avec :

$$\tau_2 = P_c / P_3 \quad (\text{III-22})$$

- Bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_e - \dot{s}_s + \dot{s}_{gen} = \Delta \dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{III-23})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_c s_4 - \dot{m}_c s_3 = \dot{m}_c (s_4 - s_3) \quad (\text{III-24})$$

- Bilan d'exergie :

Pour calculer l'exergie détruite on fait comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{III-25})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{III-26})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_e + \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 \quad (\text{III-27})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_e - \dot{m}_c [h_4 - h_3 - T_0 (s_4 - s_3)] \quad (\text{III-28})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_e - \dot{W}_{rev} \quad (\text{III-29})$$

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

$$\dot{W}_{rev} = \dot{E}x_4 - \dot{E}x_3 = \dot{m}_c [h_4 - h_3 - T_0 (s_4 - s_3)] \quad (\text{III-30})$$

D'où :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_c (h_4 - h_3) - \dot{m}_c [h_4 - h_3 - T_0 (s_4 - s_3)] \quad (\text{III-31})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_c T_0 (s_4 - s_3) \quad (\text{III-32})$$

$$\dot{E}x_{det} = T_0 \cdot \dot{S}_{gen} \quad (\text{III-33})$$

Condenseur :

- Le bilan de masse :

Le bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_c \quad (\text{III-34})$$

- Bilan énergétique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_c h_4 + \dot{Q}_c = \dot{m}_c h_5 \quad (\text{III-35})$$

Le bilan entropique est comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{gen} = \Delta \dot{S}_{sys} = 0 \quad (\text{III-36})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in} \quad (\text{III-37})$$

$$\dot{S}_{gen} = \frac{\dot{Q}_c}{T_c} + \dot{m}_c s_5 - \dot{m}_c s_4 \quad (\text{III-38})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_c \left(\frac{Q_c}{T_c} + s_5 - s_4 \right) \quad (\text{III-39})$$

- Bilan d'exergie :

L'exergie détruite peut être calculée par :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{III-40})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{III-41})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_4 - \dot{E}x_5 - \dot{E}x_{\dot{Q}_c} \quad (\text{III-42})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_c [h_4 - h_5 - T_0(s_4 - s_5)] - \dot{Q}_c \left(1 - \frac{T_0}{T_c} \right) \quad (\text{III-43})$$

Détendeur 1:

- Bilan de masse :

Le bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_c \quad (\text{III-44})$$

- Bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_c h_5 = \dot{m}_c h_6 \quad (\text{III-45})$$

Donc :

$$h_5 = h_6 \quad (\text{III-46})$$

- Bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta\dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{III-47})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{III-48})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_c [s_6 - s_5] \quad (\text{III-49})$$

- Bilan d'exergie :

L'exergie détruite est calculée comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{III-50})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{III-51})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_5 - \dot{E}x_6 \quad (\text{III-52})$$

$$\dot{E}x_{det} = T_0 \cdot \dot{s}_{gen} \quad (\text{III-53})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_c T_0 (s_6 - s_5) \quad (\text{III-54})$$

La bouteille

- Bilan énergétique :

$$\dot{m}_e h_2 + \dot{m}_c h_6 = \dot{m}_e h_7 + \dot{m}_c h_3 \quad (\text{III-55})$$

$$\dot{m}_c (h_6 - h_3) = \dot{m}_e (h_7 - h_2) \quad (\text{III-56})$$

Donc :

$$\dot{m}_c = \dot{m}_e \left(\frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_6} \right) \quad (\text{III-57})$$

On a :

$$\dot{m}_e = \frac{\dot{Q}_f}{(h_1 - h_7)} \quad (\text{III-58})$$

Donc :

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{Q}_f}{(h_1 - h_7)} \left(\frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_6} \right) \quad (\text{III-59})$$

D'après le (III-29) on aura le rapport de débit massique :

$$\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_e} = \left(\frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_6} \right) \quad (\text{III-60})$$

Détendeur 2:

- Bilan de masse :

Le bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_e \quad (\text{III-61})$$

- Bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_e h_7 = \dot{m}_e h_8 \quad (\text{III-62})$$

Donc :

$$h_7 = h_8 \quad (\text{III-63})$$

- Bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta\dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{III-64})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{III-65})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_e [s_8 - s_7] \quad (\text{III-66})$$

- Bilan d'exergie :

L'exergie détruite est calculée comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{III-67})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{in} \quad (\text{III-68})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_7 - \dot{E}x_8 \quad (\text{III-69})$$

$$\dot{E}x_{det} = T_0 \cdot \dot{s}_{gen} \quad (\text{III-70})$$

$$\dot{E}x_{det} = T_0 \dot{m}_e (s_8 - s_7) \quad (\text{III-71})$$

Evaporateur :

- Bilan de masse :

Le bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_e \quad (\text{III-72})$$

- Bilan énergétique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_e h_8 = \dot{Q}_f + \dot{m}_e h_1 \quad (\text{III-73})$$

- Bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta\dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{III-74})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{III-75})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_e s_1 - \dot{m}_e s_8 - \frac{\dot{Q}_f}{T_e} \quad (\text{III-76})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_e \left(s_1 - s_8 - \frac{Q_f}{T_e} \right) \quad (\text{III-77})$$

- Bilan d'exergie s'écrit comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{III-78})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{III-79})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_8 - \dot{E}x_1 + \dot{E}x_{\dot{Q}_f} \quad (\text{III-80})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_e [h_8 - h_1 - T_0(s_8 - s_1)] + \dot{Q}_f \left(1 - \frac{T_0}{T_e} \right) \quad (\text{III-81})$$

- Puissance consommée par le compresseur 1 :

$$\dot{W}c_1 = \dot{m}_e (h_2 - h_1) \quad (\text{III-82})$$

- Puissance consommée par le compresseur 2 :

$$\dot{W}c_2 = \dot{m}_c (h_4 - h_3) \quad (\text{III-83})$$

- Puissance globale consommée :

$$\dot{W}c = \dot{W}c_1 + \dot{W}c_2 \quad (\text{III-84})$$

- Coefficient de performance de l'installation :

$$COP = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}c} \quad (\text{III-85})$$

- Rendement de l'installation :

$$\eta = COP / COP_c \quad (\text{III-86})$$

III.4.2 Analyse énergétique et exergétique d'un cycle bi-étagée à injection partiel :

Le système frigorifique bi-étagée à injection partiel comme montre la figure (III.2) peut être étudié selon les déferents bilans pour chaque un de ces composants :

Le pincement dans l'échangeur est :

$$\Delta T_{5-7} = 8 \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (\text{III-87})$$

$$T_7 = T_5 - 8 \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (\text{III-88})$$

On a:

$$\dot{m}_e = \frac{\dot{Q}_f}{(h_1 - h_8)} \quad (\text{III-89})$$

Et d'après le bilan énergétique dans la bouteille :

$$\dot{m}_e h_2 + (\dot{m}_c - \dot{m}_e) h_6 + \dot{m}_e h_5 = \dot{m}_c h_3 + \dot{m}_e h_7 \quad (\text{III-90})$$

On aura :

$$\dot{m}_c = \dot{m}_e \left[\frac{(h_2 - h_6 + h_5 - h_8)}{(h_3 - h_6)} \right] \quad (\text{III-91})$$

Compresseur BP :

- Bilan massique :

Selon la conservation de masse au niveau de compresseur on a :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_e \quad (\text{III-92})$$

- Bilan énergétique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_e h_1 + \dot{W}_{BP} = \dot{m}_e h_2 \quad (\text{III-93})$$

Avec :

$$h_2 = h_1 + \left(\frac{(h_{2iso} - h_1)}{\eta_{iso}} \right) \quad (\text{III-94})$$

$$\eta_{iso} = 0.85 - (0.046667 * \tau_1) \quad (\text{III-95})$$

$$\tau_1 = P_2 / P_e \quad (\text{III-96})$$

- Bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta \dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{III-97})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_e s_2 - \dot{m}_e s_1 = \dot{m}_e (s_2 - s_1) \quad (\text{III-98})$$

- Bilan d'exergie :

Pour calculer l'exergie détruite on fait comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{III-99})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{III-100})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_e + \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 \quad (\text{III-101})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_e - \dot{m}_e [h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1)] \quad (\text{III-102})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_e - \dot{W}_{rev} \quad (\text{III-103})$$

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

$$\dot{W}_{rev} = \dot{E}x_2 - \dot{E}x_1 = \dot{m}_e [h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1)] \quad (\text{III-104})$$

D'où :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_e (h_2 - h_1) - \dot{m}_e [h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1)] \quad (\text{III-105})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_e T_0 (s_2 - s_1) \quad (\text{III-106})$$

$$\dot{E}x_{det} = T_0 \cdot \dot{s}_{gen} \quad (III-107)$$

Compresseur HP :

- Bilan massique : selon la conservation de masse au niveau de compresseur

On a:

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_c \quad (III-108)$$

- Bilan énergétique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_c h_3 + \dot{W}_{HP} = \dot{m}_c h_4 \quad (III-109)$$

Avec :

$$h_4 = h_3 + \left(\frac{h_{4iso} - h_3}{\eta_{iso}} \right) \quad (III-110)$$

$$\eta_{iso} = 0.85 - (0.046667 * \tau_2) [7] \quad (III-111)$$

$$\tau_2 = \frac{P_c}{P_3} \quad (III-112)$$

- Bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_e - \dot{s}_s + \dot{s}_{gen} = \Delta \dot{s}_{sys} = 0 \quad (III-113)$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_c s_4 - \dot{m}_c s_3 = \dot{m}_c (s_4 - s_3) \quad (III-114)$$

- Bilan d'exergie :

Pour calculer l'exergie détruite on fait comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (III-115)$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (III-116)$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_e + \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 \quad (III-117)$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_e - \dot{m}_c[h_4 - h_3 - T_0(s_4 - s_3)] \quad (\text{III-118})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_e - \dot{W}_{rev} \quad (\text{III-119})$$

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

$$\dot{W}_{rev} = \dot{E}x_4 - \dot{E}x_3 = \dot{m}_c[h_4 - h_3 - T_0(s_4 - s_3)] \quad (\text{III-120})$$

D'où :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_c(h_4 - h_3) - \dot{m}_c[h_4 - h_3 - T_0(s_4 - s_3)] \quad (\text{III-121})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_c T_0(s_4 - s_3) \quad (\text{III-122})$$

$$\dot{E}x_{det} = T_0 \cdot \dot{s}_{gen} \quad (\text{III-123})$$

Condenseur :

- Le bilan de masse :

Le bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_c \quad (\text{III-124})$$

- Bilan énergétique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_c h_4 + \dot{Q}_c = \dot{m}_c h_5 \quad (\text{III-125})$$

- Le bilan entropique est comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta\dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{III-126})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{III-127})$$

$$\dot{s}_{gen} = \frac{\dot{Q}_c}{T_c} + \dot{m}_c s_5 - \dot{m}_c s_4 \quad (\text{III-128})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_c \left(\frac{Q_c}{T_c} + s_5 - s_4 \right) \quad (\text{III-129})$$

- Bilan d'exergie :

L'exergie détruite peut être calculée par :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{III-130})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{III-131})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_4 - \dot{E}x_5 - \dot{E}x_{Q_c} \quad (\text{III-132})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_c [h_4 - h_5 - T_0(s_4 - s_5)] - \dot{Q}_c \left(1 - \frac{T_0}{T_c} \right) \quad (\text{III-133})$$

Détendeur 1:

- Bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$(\dot{m}_c - \dot{m}_e)h_5 = (\dot{m}_c - \dot{m}_e)h_6 \quad (\text{III-134})$$

Donc :

$$h_5 = h_6 \quad (\text{III-135})$$

- Bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta \dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{III-136})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{III-137})$$

$$\dot{s}_{gen} = (\dot{m}_c - \dot{m}_e)[s_6 - s_5] \quad (\text{III-138})$$

- Bilan d'exergie :

L'exergie détruite est calculée comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{III-139})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{III-140})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_5 - \dot{E}x_6 \quad (\text{III-141})$$

$$\dot{E}x_{det} = T_0 \cdot \dot{S}_{gen} \quad (\text{III-142})$$

$$\dot{E}x_{det} = (\dot{m}_c - \dot{m}_e)T_0(s_6 - s_5) \quad (\text{III-143})$$

Détendeur 2:

- Bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_e h_7 = \dot{m}_e h_8 \quad (\text{III-144})$$

Donc :

$$h_7 = h_8 \quad (\text{III-145})$$

- Bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{gen} = \Delta\dot{S}_{sys} = 0 \quad (\text{III-146})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in} \quad (\text{III-147})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_e (s_8 - s_7) \quad (\text{III-148})$$

- Bilan d'exergie :

L'exergie détruite est calculée comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{III-149})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{III-150})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_7 - \dot{E}x_8 \quad (\text{III-151})$$

$$\dot{E}x_{det} = T_0 \cdot \dot{S}_{gen} \quad (\text{III-152})$$

$$\dot{E}x_{det} = T_0 \dot{m}_e (s_8 - s_7) \quad (\text{III-153})$$

Evaporateur :

- Bilan énergétique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_e h_8 = \dot{Q}_f + \dot{m}_e h_1 \quad (\text{III-154})$$

- Bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta \dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{III-155})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{III-156})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_e s_1 - \dot{m}_e s_8 - \frac{\dot{Q}_f}{T_e} \quad (\text{III-157})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_e \left(s_1 - s_8 - \frac{Q_f}{T_e} \right) \quad (\text{III-158})$$

- Bilan d'exergie s'écrit comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{III-159})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{III-160})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_8 - \dot{E}x_1 + \dot{E}x_{\dot{Q}_f} \quad (\text{III-161})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_e [h_8 - h_1 - T_0(s_8 - s_1)] + \dot{Q}_f \left[1 - \left(\frac{T_0}{T_e} \right) \right] \quad (\text{III-162})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_e T_0 (s_1 - s_8) - \left(\frac{T_0}{T_e} \right) \dot{Q}_f \quad (\text{III-163})$$

- La puissance consommée par le compresseur 1 :

$$\dot{W}c_1 = \dot{m}_e (h_2 - h_1) \quad (\text{III-164})$$

- La puissance consommée par le compresseur 2 :

$$\dot{W}c_2 = \dot{m}_c (h_4 - h_3) \quad (\text{III-165})$$

- Puissance globale consommée :

$$\dot{W}_c = \dot{W}_{c_1} + \dot{W}_{c_2} \quad (\text{III-166})$$

- Coefficient de performance de l'installation :

$$COP = \dot{Q}_f / \dot{W}_c \quad (\text{III-167})$$

- Rendement de l'installation :

$$\eta = COP / COP_c \quad (\text{III-168})$$

III.4.3 Analyse énergétique et exergétique d'une machine frigorifique en Cascade :

Le système frigorifique en cascade comme montre la figure (III.3) peut être étudié selon les différents bilans pour chaque un de ces composants :

Compresseur BP :

- Selon la conservation de masse au niveau de compresseur on a :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_e \quad (\text{III-169})$$

- Bilan énergétique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_e h_1 + \dot{W}_{BP} = \dot{m}_e h_2 \quad (\text{III-170})$$

Avec :

$$h_2 = h_1 + \left((h_{2iso} - h_1) / \eta_{iso(1)} \right) \quad (\text{III-171})$$

$$\eta_{iso(1)} = 1 - (0.04 * \tau_1) \quad (\text{III-172})$$

$$\tau_1 = P_2 / P_e \quad (\text{III-173})$$

- Bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta\dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{III-174})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{III-175})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_e s_2 - \dot{m}_e s_1 = \dot{m}_e (s_2 - s_1) \quad (\text{III-176})$$

- Bilan d'exergie :

Pour calculer l'exergie détruite on fait comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{III-177})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{III-178})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} + \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{III-179})$$

Avec :

$$\dot{E}x = \dot{m}(h - T_0 s) \quad (\text{III-180})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W} - \dot{m}_e [h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1)] \quad (\text{III-181})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W} - \dot{W}_{rev} \quad (\text{III-182})$$

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

$$\dot{W}_{rev} = \dot{E}x_2 - \dot{E}x_1 = \dot{m}_e [h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1)] \quad (\text{III-183})$$

D'où :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_e (h_2 - h_1) - \dot{m}_e [h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1)] \quad (\text{III-184})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_e T_0 (s_2 - s_1) \quad (\text{III-185})$$

$$\dot{E}x_{det} = T_0 \cdot \dot{s}_{gen} \quad (\text{III-186})$$

Compresseur HP :

- Selon la conservation de masse au niveau de compresseur on a :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_c \quad (\text{III-187})$$

- Bilan énergétique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_c h_5 + \dot{W}_{HP} = \dot{m}_c h_6 \quad (\text{III-188})$$

Avec :

$$h_6 = h_5 + \left(\frac{h_{6iso} - h_5}{\eta_{iso(2)}} \right) \quad (\text{III-189})$$

$$\eta_{iso(2)} = 0.85 - (0.046667 * \tau_2) \quad (\text{III-190})$$

$$\tau_2 = \frac{P_c}{P_5} \quad (\text{III-191})$$

- Bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta \dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{III-192})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{III-193})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_c s_6 - \dot{m}_c s_5 = \dot{m}_c (s_6 - s_5) \quad (\text{III-194})$$

- Bilan d'exergie :

Pour calculer l'exergie détruite on fait comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{III-195})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{III-196})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} + \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{III-197})$$

Avec :

$$\dot{E}x = \dot{m}(h - T_0 \cdot s) \quad (\text{III-198})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W} - \dot{m}_c[h_6 - h_5 - T_0(s_6 - s_5)] \quad (\text{III-199})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W} - \dot{W}_{rev} \quad (\text{III-200})$$

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

$$\dot{W}_{rev} = \dot{E}x_6 - \dot{E}x_5 = \dot{m}_c[h_6 - h_5 - T_0(s_6 - s_5)] \quad (\text{III-201})$$

D'où :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_c(h_6 - h_5) - \dot{m}_c[h_6 - h_5 - T_0(s_6 - s_5)] \quad (\text{III-202})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_c T_0(s_6 - s_5) \quad (\text{III-203})$$

$$\dot{E}x_{det} = T_0 \cdot \dot{s}_{gen} \quad (\text{III-204})$$

Condenseur :

- Le bilan de masse :

Le bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_c \quad (\text{III-205})$$

- Bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_c h_6 + \dot{Q}_c = \dot{m}_c h_7 \quad (\text{III-206})$$

- Le bilan entropique est comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta \dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{III-207})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{III-208})$$

$$\dot{s}_{gen} = \frac{\dot{Q}_c}{T_c} + \dot{m}_c s_7 - \dot{m}_c s_6 \quad (\text{III-209})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_c \left(\frac{Q_c}{T_c} + s_7 - s_6 \right) \quad (\text{III-210})$$

- Bilan d'exergie :

L'exergie détruite peut être calculée avec :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{III-211})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{III-212})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_6 - \dot{E}x_7 - \dot{E}x_{Q_c} \quad (\text{III-213})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_c [h_6 - h_7 - T_0(s_6 - s_7)] - \dot{Q}_c \left(1 - \frac{T_0}{T_c} \right) \quad (\text{III-214})$$

Détendeur 1 :

- Bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_e \quad (\text{III-215})$$

- Bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_e h_3 = \dot{m}_e h_4 \quad (\text{III-216})$$

- Bilan entropique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{gen} = \Delta \dot{S}_{sys} = 0 \quad (\text{III-217})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in} \quad (\text{III-218})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_e [s_4 - s_3] \quad (\text{III-219})$$

- Bilan d'exergie :

L'exergie détruite est calculée comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{III-220})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{III-221})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 = T_0 \cdot \dot{s}_{gen} = T_0 \dot{m}_e (s_4 - s_3) \quad (\text{III-222})$$

Détendeur 2 :

- Bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_c \quad (\text{III-223})$$

- Bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_c h_7 = \dot{m}_c h_8 \quad (\text{III-224})$$

- Bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta \dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{III-225})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{III-226})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_c [s_8 - s_7] \quad (\text{III-227})$$

- Bilan d'exergie :

L'exergie détruite est calculée comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{III-227})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{III-228})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_7 - \dot{E}x_8 = T_0 \cdot \dot{s}_{gen} = T_0 \dot{m}_c (s_8 - s_7) \quad (\text{III-229})$$

Evaporateur :

- Bilan de massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_e \quad (\text{III-230})$$

- Bilan énergétique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_e h_4 = \dot{Q}_f + \dot{m}_e h_1 \quad (\text{III-231})$$

- Bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta s_{sys} = 0 \quad (\text{III-232})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} \quad (\text{III-233})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_e s_1 - \dot{m}_e s_4 - \frac{\dot{Q}_f}{T_e} \quad (\text{III-234})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_e \left(s_1 - s_4 - \frac{Q_f}{T_e} \right) \quad (\text{III-235})$$

- Bilan d'exergie :

L'exergie détruite est calculée avec :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{III-236})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{III-237})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_4 - \dot{E}x_1 + E x_{\dot{Q}_f} \quad (\text{III-238})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_e [h_4 - h_1 - T_0(s_4 - s_1)] - \left[-\dot{Q}_f \left(1 - \frac{T_0}{T_e} \right) \right] \quad (\text{III-239})$$

Evapo-condenseur :

- Bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta \dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{III-240})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{III-241})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_e s_3 + \dot{m}_c s_5 - \dot{m}_e s_2 - \dot{m}_c s_8 \quad (\text{III-242})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_e (s_3 - s_2) + \dot{m}_c (s_5 - s_8) \quad (\text{III-243})$$

- Bilan d'exergie :

L'exergie détruite est calculée avec :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{III-244})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{III-245})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_2 + \dot{E}x_8 - \dot{E}x_3 - \dot{E}x_5 \quad (\text{III-246})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_e [h_2 - h_3 - T_0 (s_2 - s_3)] + \dot{m}_c [h_8 - h_5 - T_0 (s_8 - s_5)] \quad (\text{III-247})$$

- Puissance consommée par le compresseur 1 :

$$\dot{W}c_1 = \dot{m}_e (h_2 - h_1) \quad (\text{III-248})$$

- Puissance consommée par le compresseur 2 :

$$\dot{W}c_2 = \dot{m}_c (h_6 - h_5) \quad (\text{III-249})$$

- Puissance globale consommée :

$$\dot{W}c = \dot{W}c_1 + \dot{W}c_2 \quad (\text{III-250})$$

- Coefficient de performance :

$$COP_1 = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}c_1} \quad (\text{III-251})$$

- Coefficient de performance :

$$COP_2 = \frac{\dot{m}_c (h_5 - h_8)}{\dot{W}c_2} \quad (\text{III-252})$$

- Coefficient de performance de l'installation :

$$COP = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}c} \quad (\text{III-253})$$

- Rendement de l'installation :

$$\eta = COP / COP_C \quad (\text{III-254})$$

III.5 Conclusion :

Dans ce chapitre on a présenté les différentes machines frigorifique bi-étagée (à injection total et partiel et en cascade), ainsi une étude énergétique et exergétique des trois installations citées précédemment.

Cette analyse théorique montre le fonctionnement de chaque composant de nos installations en considérant l'absence des pertes de charge dans les conduites.

Chapitre IV : ANALYSE DES RESULTATS ET DISCUSSIONS

IV.1 Introduction :

Dans ce chapitre on a fait une étude analytique pour les différents cycles cités en haut tout en variant des paramètres, pour cela on a utilisé un logiciel de calcul MATLAB R2019a jumelé avec NIST-REFPROP V8.0 (Un logiciel qui contient une base de données thermodynamiques et des propriétés thermo-physiques des fluides).

IV.2 Présentations des résultats pour le cycle à injection totale :

Pour ce cycle on a étudié l'influence de la pression intermédiaire pour ce système, On a utilisé les paramètres suivants :

- Les deux compresseurs calorifiques.
- L'état d'équilibre est maintenu dans tous les composants.
- Les pertes de pression dans les tuyauteries sont négligées.
- Le fluide frigorigène utilisé dans ce cycle est l'Ammoniaque (NH_3) pour la production frigorifique.
- La température de référence pour l'analyse exergétique est ($T_0=25\text{ °C}$).
- Une puissance frigorifique $\dot{Q}_f=5\text{ kW}$.
- Une température d'évaporation et de condensation constante ($T_e=-40\text{ °C}$; $T_c=50\text{ °C}$).
- Rendement isentropique de compression de l'Ammoniaque est :

$$\eta_{iso} = 0.85 - (0.046667 * \tau_1) \quad (\text{IV-1})$$

- Les deux détentes sont considérées isenthalpique.

IV.2.1 Influence de la pression intermédiaire sur les puissances consommées par les compresseurs :

Ce paragraphe présente les différentes puissances consommées par les deux compresseurs des deux étages et la puissance générale consommée par l'installation en fonction de la pression intermédiaire pour le fluide frigorigène utilisé.

On constate une augmentation de la puissance consommée de compresseur basse pression \dot{W}_{c1} de 0.4966 kW à 3.2836 kW proportionnellement à l'augmentation de la pression intermédiaire de 171.6919 kPa à 1921.6919 kPa lorsque la pression intermédiaire s'éloigne de la pression d'évaporation.

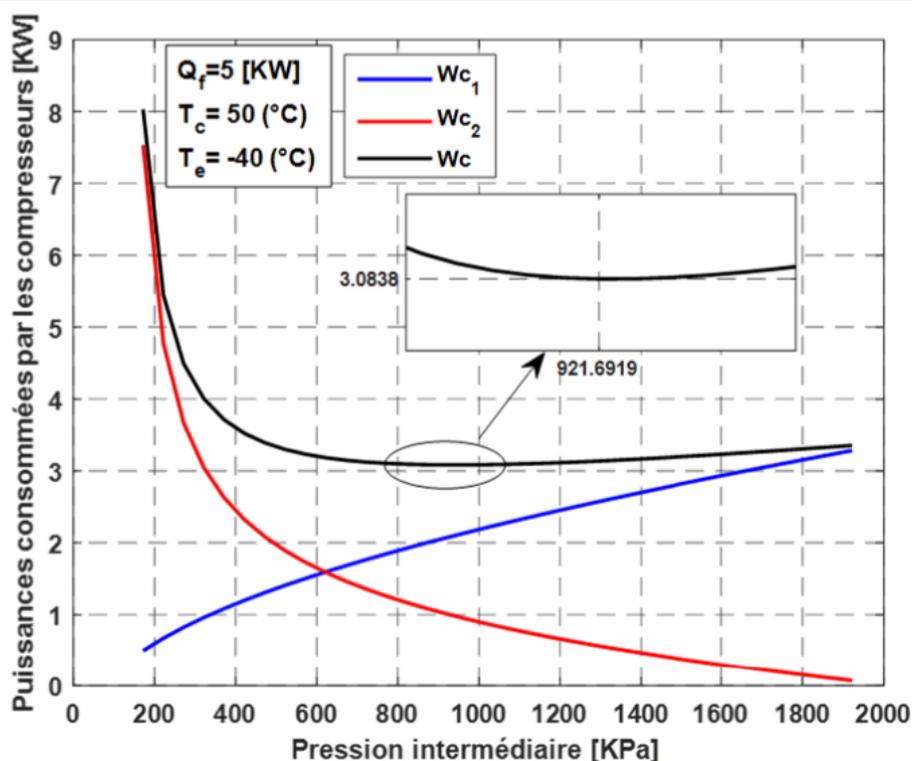


Figure IV-1: Influence de la pression intermédiaire sur les puissances consommées par les deux compresseurs pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.

Pour le 2^{ème} étage on constate une diminution importante de \dot{W}_{c2} de 7.5337 kW à 0.0707 kW proportionnellement à l'augmentation de la pression intermédiaire de 171.6919 kPa à 1921.6919 kPa lorsque la pression intermédiaire s'approche de la pression de condensation.

Et pour \dot{W}_c c'est la somme des deux puissances consommées par les deux compresseurs une diminution de 8.0303 kW jusqu'à une borne inférieure ou $p_i=921.6919$ kPa qui représente un point où la consommation totale est minimale.

IV.2.2 Influence de la pression intermédiaire sur les coefficients de performance :

La figure (VI-2) montre la variation de coefficient de performance (COP) en fonction de la pression intermédiaire.

On constate une augmentation de coefficient de performance de l'installation (COP) de 0.6226 à 1.6214 proportionnelle à l'augmentation de la pression intermédiaire entre 171.6919 kPa et 921.6919 kPa, ce dernier le MAX(COP) présente le point optimal de l'installation où la puissance mécanique consommée est minimisée comme montre la figure (IV.1).

Après ce point optimal on remarque une diminution de COP de 1.6214 à 1.4906 inversement proportionnelle à l'augmentation de la pression intermédiaire 921.6919 kPa et 1921.7 kPa.

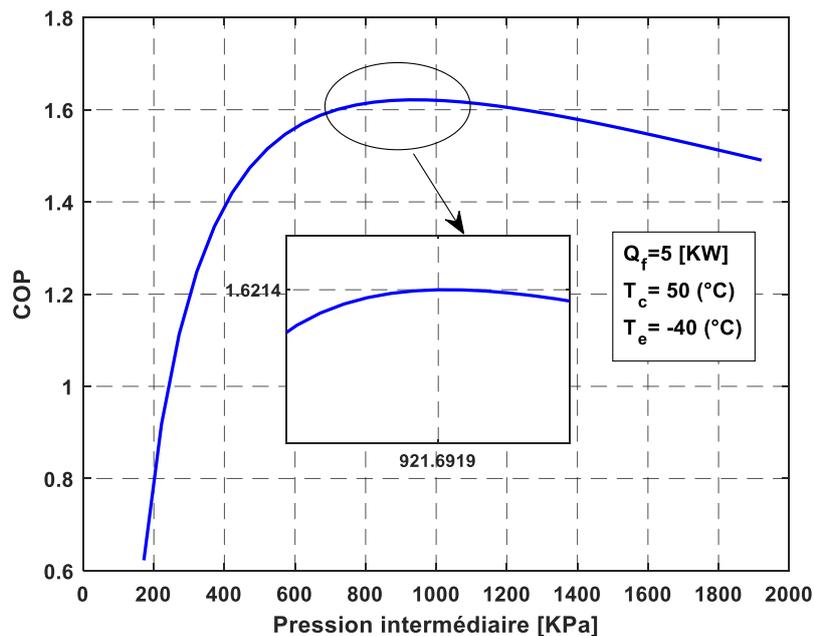


Figure IV-2: Influence de la pression intermédiaire sur le coefficient de performance (COP) pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.

IV.2.3 Influence de la pression intermédiaire sur les débits massiques :

La figure (IV.3) illustre la variation des débits massiques en fonction de la pression intermédiaire.

Le débit massique dans l'étage 1 (\dot{m}_e) augmente de 3.8184g/s à 5.1119g/s proportionnellement à l'augmentation de la pression intermédiaire variante entre 171.6919 kPa et 1921.7 kPa, causée par la diminution de la différence d'enthalpie (h_8-h_1) lorsqu'on augmente la pression intermédiaire car la puissance frigorifique est constante.

Et dans l'étage 2 le débit massique (\dot{m}_c) augmente de 5.7393g/s à 7.6835 g/s proportionnellement à l'augmentation de la pression intermédiaire variante entre 171.6919 kPa et 1921.7 kPa causé par l'augmentation de débit me car le rapport des différence enthalpie reste constante.

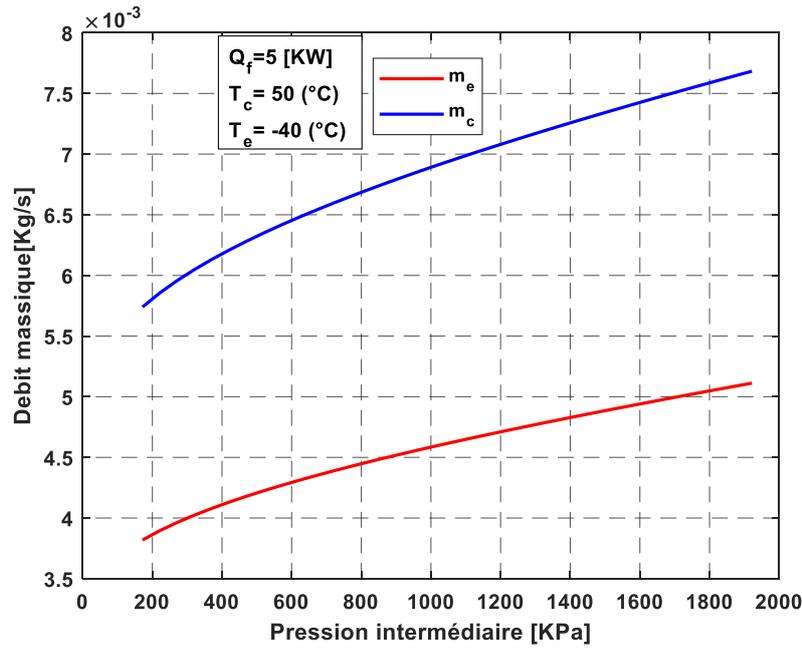


Figure IV-3: Influence de la pression intermédiaire sur les débits massiques pour $Q_f=5$ kW et pour $T_c=50$ °C et $T_e=-40$ °C.

IV.2.4 Influence de la pression intermédiaire sur le rapport des débits \dot{m}_c/\dot{m}_e :

La figure (IV.4) montre l'évolution de rapport des débits massique (\dot{m}_c/\dot{m}_e) sur la pression intermédiaire.

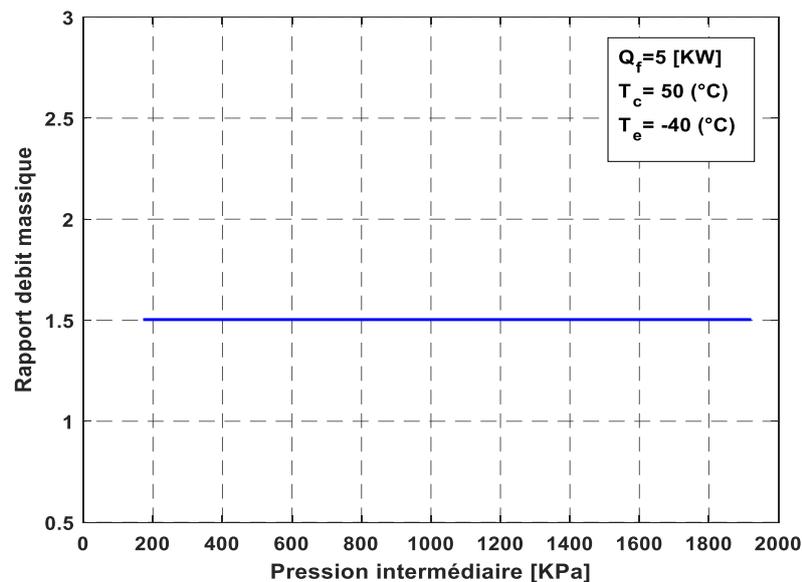


Figure IV-4: Influence de la pression intermédiaire sur les débits massiques pour $Q_f=5$ kW et pour $T_c=50$ °C et $T_e=-40$ °C.

On constate que l'évolution de rapport des débits massique reste constant au cours de l'augmentation de pression et cela est justifier par l'équation (III.32).

IV.2.5 Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans les deux compresseurs :

Pour évaluer les pertes exergetiques des composants de chaque système et le taux de perte exergetique de l'ensemble du système, une étude paramétrique a été appliquée aux conditions de fonctionnement de la machine, en fixant les températures de condensation et d'évaporation ainsi que la charge frigorifique, et on fait varier la pression intermédiaire de NH_3 .

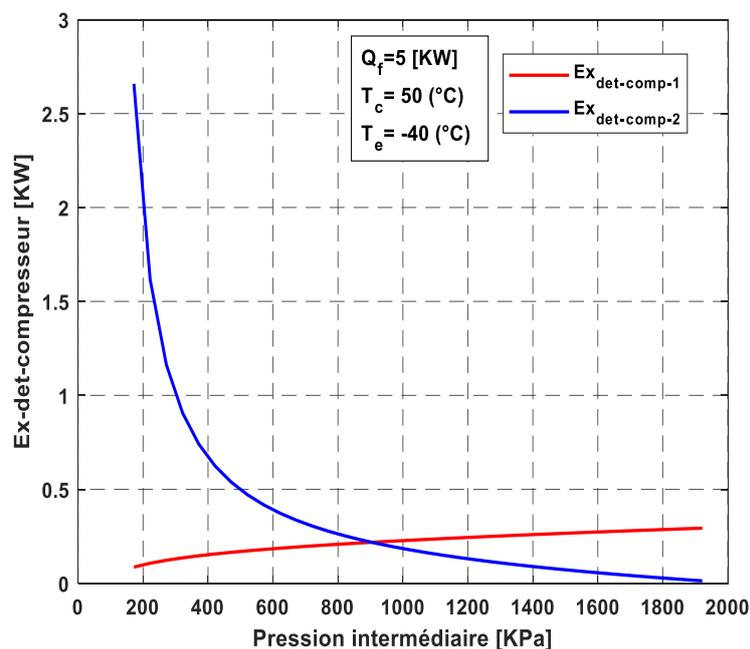


Figure IV-5: Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans les deux compresseurs pour $Q_F=5 \text{ kW}$ et pour $T_C=50 \text{ °C}$ et $T_F=-40 \text{ °C}$.

La figure (IV.5) présente la variation de l'exergie détruite dans les deux compresseurs en fonction de la pression intermédiaire pour le fluide frigorigène utilisé.

Dans le 1^{er} étage on constate une augmentation de l'exergie détruite dans le compresseur de 0.0861 kW à 0.2934 kW proportionnellement à l'augmentation de la pression intermédiaire de 171.6919 kPa à 1921.6919 kPa, lorsque la Pression intermédiaire s'éloigne de la pression d'évaporation on a la différence de l'entropie (s_2-s_1) augmente car l'entropie s_1 est constante donc l'exergie détruite augmente.

Pour le 2^{ème} étage on constate une diminution très importante de l'exergie détruite dans le compresseur de 2.6582 kW à 0.0129 kW proportionnellement à l'augmentation de la pression intermédiaire de 171.6919 kPa à 1921.6919 kPa, lorsque la pression intermédiaire s'approche

de la pression de condensation on aura une diminution de l'exergie détruite due à la diminution de la différence l'entropie entre entrée et la sortie.

IV.2.6 Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans le condenseur :

La figure (IV.6) montre les variations de l'exergie détruite dans le condenseur en fonction de la pression intermédiaire.

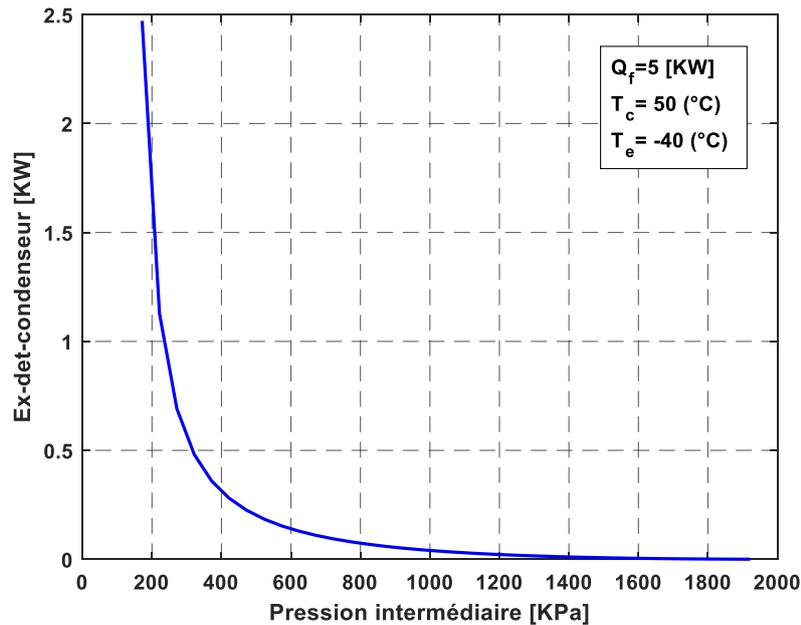


Figure IV-6: Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans le condenseur pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.

On remarque une très grande diminution de l'exergie détruite dans le condenseur de 2.4709 kW jusqu'à 0.0002 kW et cela pour une augmentation de la pression intermédiaire de 171.6919 kPa jusqu'à 1921.6919 kPa, lorsque la pression intermédiaire s'approche de la pression de condensation.

IV.2.7 Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans les deux détendeurs :

La figure (IV.7) montre les variations de l'exergie détruite dans les deux détendeurs en fonction de la pression intermédiaire.

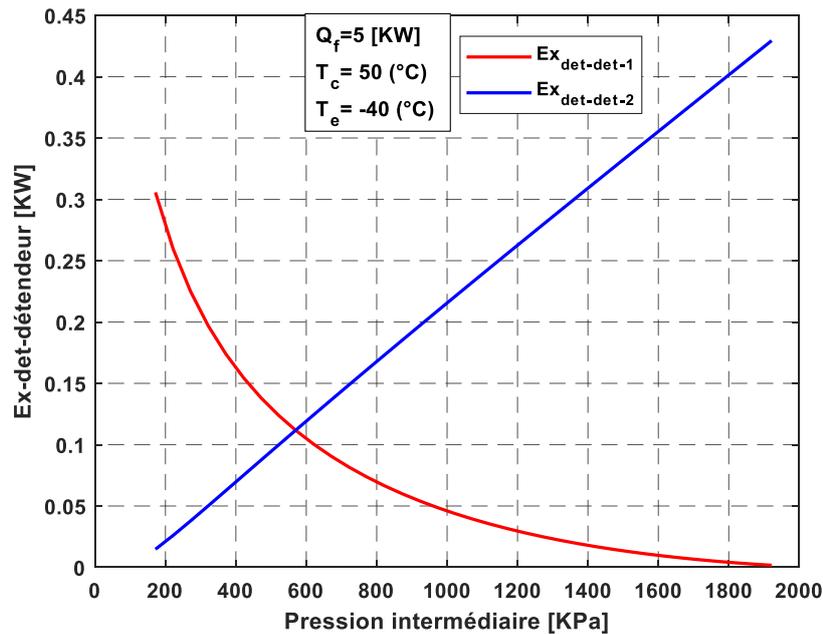


Figure IV-7: Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans les deux détendeurs pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.

On constate pour le 1^{er} étage une augmentation de l'exergie détruite dans le détendeur 2 en bas de 0.0147 kW jusqu'à 0.4293 kW et cela pour une augmentation de la pression intermédiaire de 171.6919 kPa jusqu'à 1921.6919 kPa est cela due à la diminution de la différence de l'entropie (s_6-s_5).

Pour le 2^{ème} étage on constate une diminution de l'exergie détruite dans le détendeur 1 en haut de 0.3056 kW jusqu'à 0.0016 kW et cela pour une augmentation de la pression intermédiaire de 171.6919 kPa jusqu'à 1921.6919 kPa et cela justifier par l'augmentation de débit de l'étage basse pression et la différence de l'entropie (s_8-s_7).

IV.2.8 Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans l'évaporateur :

La figure (IV.8) montre les variations de l'exergie détruite dans l'évaporateur en fonction de la pression intermédiaire.

On remarque que l'exergie détruite dans l'évaporateur reste constante 0.2121 kW au cours d'augmentation de la pression intermédiaire de 171.6919 kPa jusqu'à 1921.6919 kPa et cela justifier par l'équation (III.81).

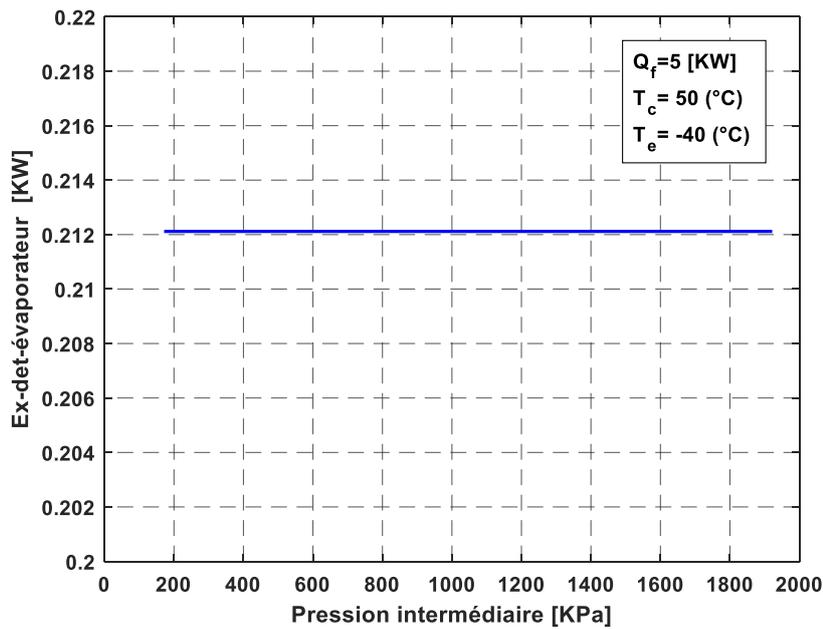


Figure IV-8: Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans l'évaporateur pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.

IV.2.9 Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite globale :

La figure (IV.9) présente la variation de l'exergie détruite globale qui est la somme des exergies détruites dans les différents éléments de la machine en fonction de la pression intermédiaire pour le fluide frigorigène utilisé.

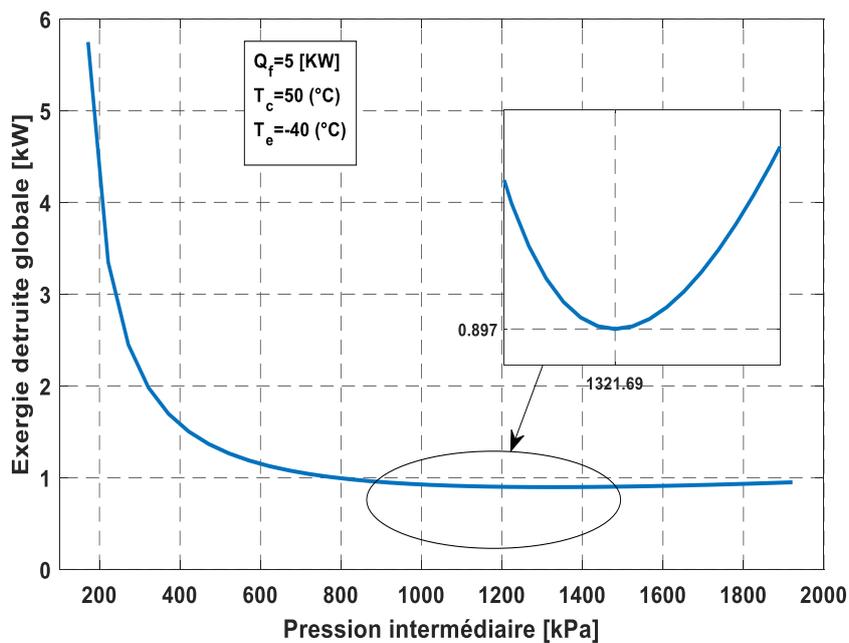


Figure IV-9: Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite globale pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.

On remarque une diminution de l'exergie détruite globale jusqu'à le point optimal de 5.7478 kW à 0.897 kW et cela pour une augmentation de la pression intermédiaire entre 171.6919 kPa et 1321.69 kPa.

Après ce point optimal on remarque une légère augmentation de l'exergie détruite globale de 0.897 kW jusqu'à 0.9497 kW pour une augmentation de la pression intermédiaire 1321.69 kPa et 1921.7 kPa.

Ce point optimal présente le point ou on aura une optimisation exergetique.

IV.2.10 Histogramme des exergies détruites des différentes composantes de la machine utilisé :

La figure (IV.10) présente la variation de l'exergie détruite de chaque élément utilisé dans cette installation (compresseur 1 et 2, condenseur, détendeur 1 et 2, l'évaporateur) pour les trois pression ($P_i=0.2P_c$) et ($P_i=\sqrt{P_c \cdot P_e}$) et pour ($P_i=0.8P_c$).

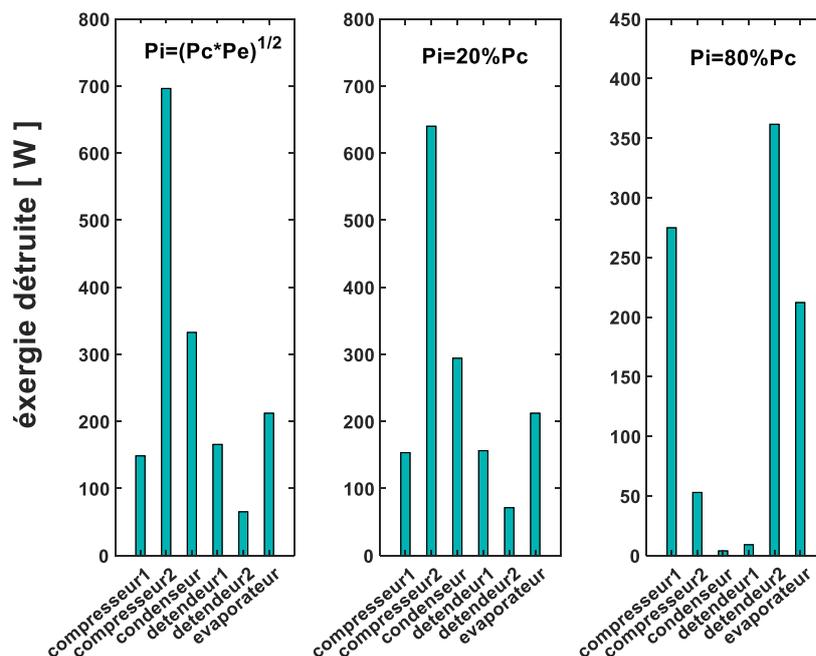


Figure IV-10: histogramme des exergies détruites de chaque élément pour des trois pressions différentes pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.

L'exergie détruite du compresseur basse pression pour $P_i = (\sqrt{P_c \cdot P_e})$ augmente de 148.55 W jusqu'à 153.41 W et 274.83 W pour une augmentation relative de pression de 6.53 % et 326.12 % respectivement.

Et pour le compresseur haut pression $P_i = (\sqrt{P_c \cdot P_e})$ diminue de 696.30 W jusqu'à 639.99 W et 5.89 W pour une augmentation relative de pression de 6.53 % et 326.12 % respectivement.

L'exergie détruite de condenseur a $P_i = (\sqrt{P_c \cdot P_e})$ diminue de 332.51 W jusqu'à 294.10 W et 3.84 W pour une augmentation relative de pression de 6.53 % et 326.12 % respectivement.

L'exergie détruite du détendeur côté haut pression a $P_i = (\sqrt{P_c \cdot P_e})$ diminue de 165.55 W jusqu'à 156.31 W et 9 W pour une augmentation relative de pression de 6.53 % et 326.12% respectivement. Par contre, l'exergie détruite du détendeur côté basse pression a $P_i = (\sqrt{P_c \cdot P_e})$ augmente de 65.10 W jusqu'à 71.31 W et 361.62 W pour une augmentation relative de pression de 6.53 % et 326.12 % respectivement.

Et dans l'évaporateur l'exergie détruite qui est égale à 212.11 W reste constante.

On a pour $P_i = (\sqrt{P_c \cdot P_e})$ qui est égale à 381.86 kPa l'exergie détruite globale égale à 1.6202 kW. Et pour $P_i = 20\% P_c$ qui est égale à 406.80 kPa l'exergie détruite globale égale à 1.5273 kW.

Et dans le cas où $P_i = 80\% P_c$ qui est égale à 1627.2 kPa on a l'exergie détruite globale égale à 914.3221 W.

IV.2.11 Influence de la pression intermédiaire sur le rendement de l'installation :

La figure montre les variations de rendement de l'installation en fonction de la pression intermédiaire.

On constate une augmentation de rendement d'installation de 24 % jusqu'à 62.5 % proportionnelle à l'augmentation de la pression intermédiaire entre 171.6919 kPa et 921.6919 kPa, ce dernier présente le point optimal de l'installation où on aura un très bon fonctionnement de la machine.

Après ce point optimal on remarque une diminution de rendement d'installation de 62.5 % jusqu'à 57.5 % inversement proportionnel à l'augmentation de la pression intermédiaire 921.6919 kPa et 1921.7 kPa.

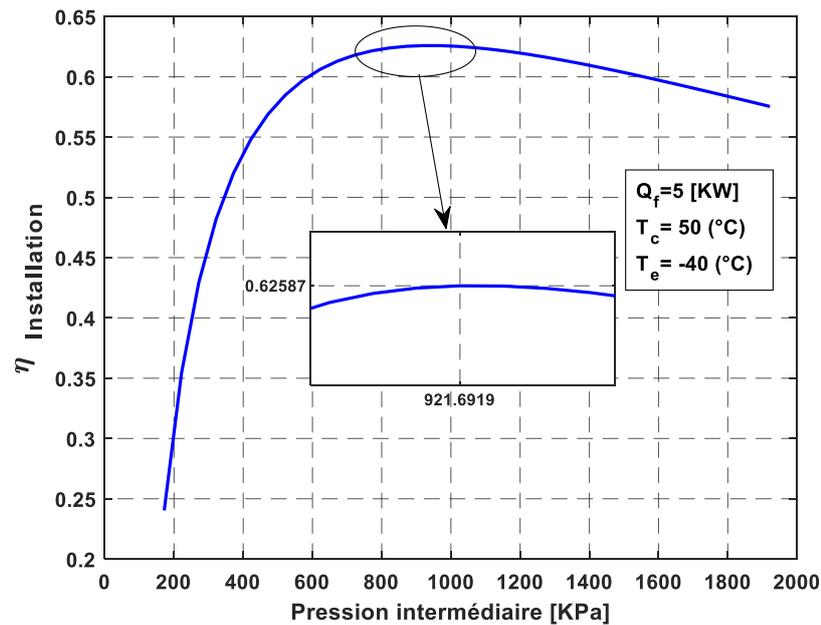


Figure IV-11: Influence de la pression intermédiaire sur le rendement de l'installation pour $Q_f=5$ kW et pour $T_c=50$ °C et $T_e=-40$ °C.

IV.3 Présentations des résultats pour le cycle à injection partielle :

Pour ce cycle on a étudié l'influence de la pression intermédiaire pour ce système, On a utilisé les paramètres suivants :

- Les deux compresseurs calorifiques.
- Les deux compresseurs calorifiques.
- L'état d'équilibre est maintenu dans tous les composants.
- Les pertes de pression dans les tuyauteries sont négligées.
- Le fluide frigorigène utilisé dans ce cycle est l'Ammoniaque (NH_3) pour la production frigorifique.
- La température de référence pour l'analyse exergétique est ($T_0=25$ °C).
- Une puissance frigorifique ($\dot{Q}_f=5$ kW).
- Une température d'évaporation et de condensation constante ($T_e=-40$ °C ; $T_c=50$ °C).
- Rendement isentropique de compression de l'Ammoniaque est :

$$\eta_{iso} = 0.85 - (0.046667 * \tau_1) \quad (\text{IV-2})$$

- Les deux détentes sont considérées isenthalpique.

IV.3.1 Influence de la pression intermédiaire sur les puissances consommées par les compresseurs :

La figure (IV.12) illustre les différentes puissances consommées par les deux compresseurs des deux étages et la puissance générale consommée par l'installation en fonction de la pression intermédiaire pour le fluide frigorigène utilisé.

Pour une augmentation de la pression intermédiaire de 171.6919 kPa à 1921.6919 kPa, on constate une augmentation proportionnelle de \dot{W}_{c1} de 0.6456 kW à 3.1889 kW lorsque la pression intermédiaire s'éloigne de la pression d'évaporation.

Pour le 2^{ème} étage on constate une diminution importante de \dot{W}_{c2} de 7.4562 kW à 0.0717 kW proportionnellement à l'augmentation de la pression intermédiaire de 171.6919 kPa à 1921.6919 kPa lorsque la pression intermédiaire s'approche de la pression de condensation.

Pour \dot{W}_c c'est la somme totale des puissances consommées par les deux compresseurs une diminution de 8.1018 kW jusqu'à une borne inférieure ou $p_i=1521.7$ kPa qui représente un point où la consommation total est minimal.

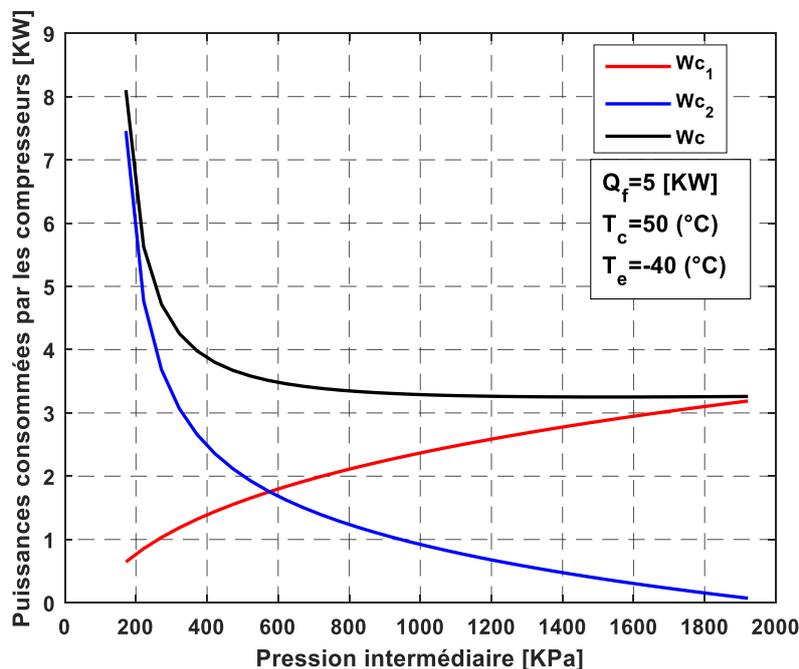


Figure IV-12: Influence de la pression intermédiaire sur les puissances consommées par les deux compresseurs pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.

IV.3.2 Influence de la pression intermédiaire sur le coefficient de performance :

La figure (IV.13) montre la variation de coefficient de performance (COP) en fonction de la pression intermédiaire.

Une augmentation de coefficient de performance de l'installation (COP) est constatée de 0.6171 à 1.5377 proportionnelle à l'augmentation de la pression intermédiaire entre 171.6919 kPa et 1521.7 kPa, ce dernier le MAX(COP) présente le point optimal de l'installation ou on aura un très bon fonctionnement de la machine.

Après ce point optimal on remarque une diminution de COP de 1.5377 à 1.5334 inversement proportionnel à l'augmentation de la pression intermédiaire 1521.7 kPa et 1921.7 kPa.

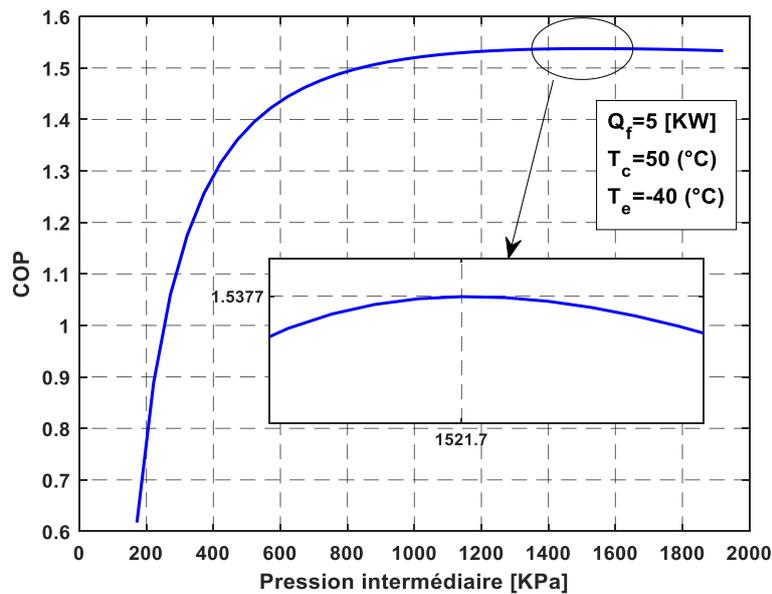


Figure IV-13: Influence de la pression intermédiaire sur le coefficient de performance (COP) pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.

IV.3.3 Influence de la pression intermédiaire sur les débits massiques :

La figure (IV.14) illustre la variation des débits massiques en fonction de la pression intermédiaire.

On remarque une stabilisation de débit massique dans l'étage 1 (\dot{m}_e) à $4.9644 \cdot 10^{-3}$ kg/s tout en variant la pression intermédiaire entre 171.6919 kPa et 1921.7 kPa et cela est due à la présence de l'échangeur.

Par contre, dans l'étage 2 le débit massique (\dot{m}_c) augmente de $5.6802 \cdot 10^{-3}$ kg/s à $7.7957 \cdot 10^{-3}$ kg/s proportionnellement à l'augmentation de la pression intermédiaire variée entre 171.6919 kPa et 1921.7 kPa et cela est représenté dans l'équation (III-91) on a le débit dans l'étage basse pression et l'enthalpie h_6 constante par contre la valeur d'enthalpie ($h_2+h_5-h_8$) est supérieure à enthalpie h_3 donc la fraction augmente lorsque P_i s'approche de P_c .

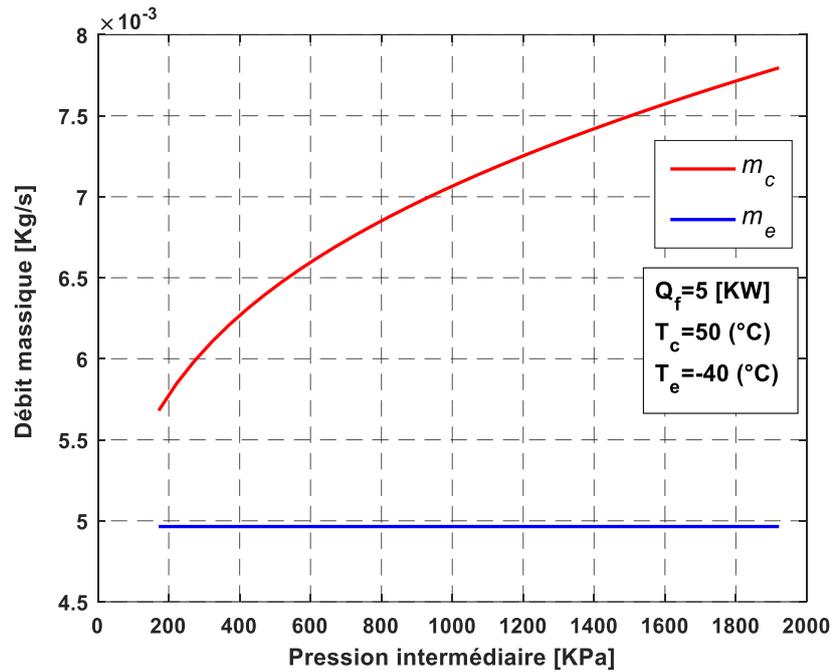


Figure IV-14: Influence de la pression intermédiaire sur les débits massiques pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.

IV.3.4 Influence de la pression intermédiaire sur le rapport des débits \dot{m}_c/\dot{m}_e :

La figure (IV.15) montre l'évolution de rapport des débits massiques (\dot{m}_c/\dot{m}_e) sur la pression intermédiaire.

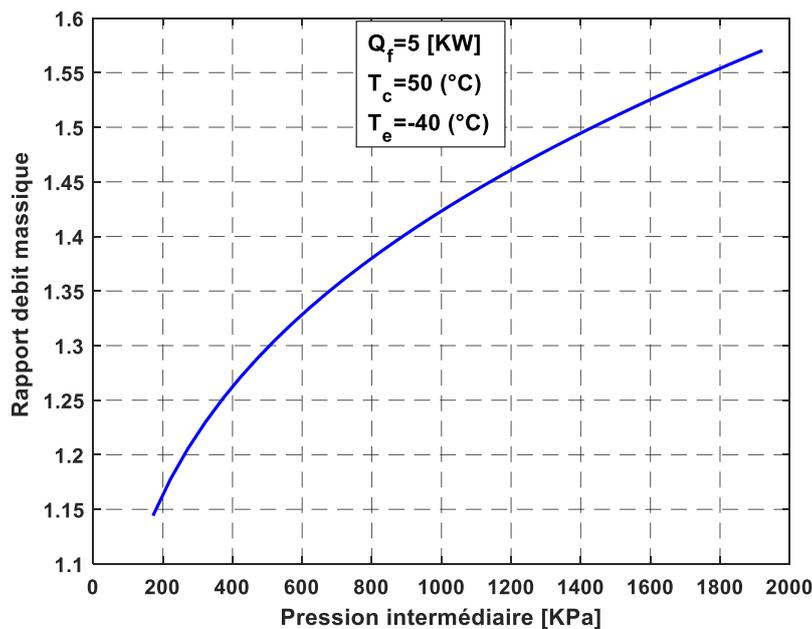


Figure IV-15: Influence de la pression intermédiaire sur les débits massiques pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.

On constate que l'évolution de rapport des débits massiques augmente de 1.1442 à 1.5703 proportionnellement à l'augmentation de pression intermédiaire de 171.6919 kPa et 1921.7 kPa car le débit m_c augmente et le débit m_e reste constante.

IV.3.5 Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans les deux compresseurs :

La figure (IV.16) montre les variations de l'exergie détruite dans les deux compresseurs en fonction de la pression intermédiaire.

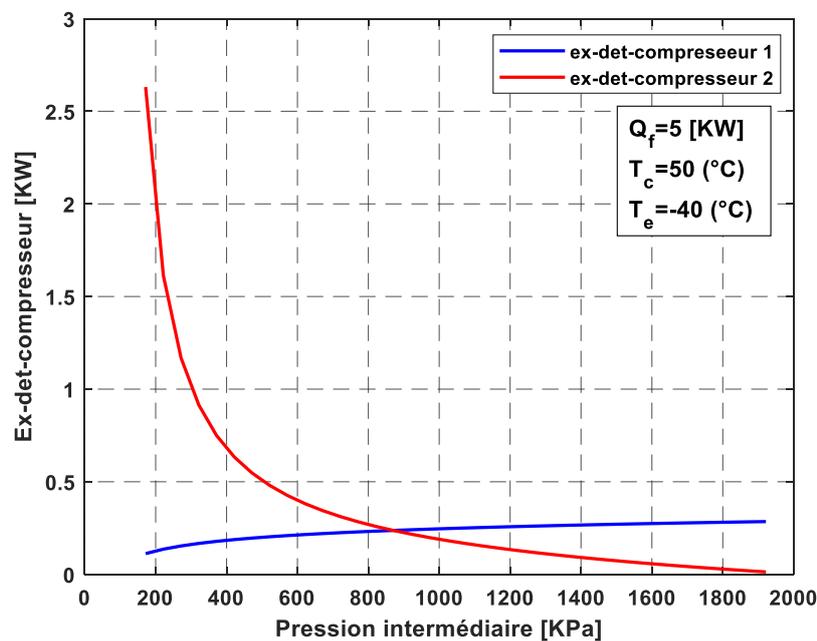


Figure IV-16: Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans les deux compresseurs pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.

Dans le 1^{er} étage on constate une augmentation de l'exergie détruite dans le compresseur de 0.11206 kW à 0.28497 kW proportionnellement à l'augmentation de la pression intermédiaire de 171.6919 kPa à 1921.6919 kPa lorsque la Pression intermédiaire s'éloigne de la pression d'évaporation on a la différence de l'entropie (s_2-s_1) augmente car l'entropie s_1 est constante donc l'exergie détruite augmente.

Pour le 2^{ème} étage on constate une diminution très importante de l'exergie détruite dans le compresseur de 2.6309 kW à 0.01311 kW proportionnellement à l'augmentation de la pression intermédiaire de 171.6919 kPa à 1921.6919 kPa, lorsque la pression intermédiaire s'approche de la pression de condensation on aura une diminution de l'exergie détruite due à la diminution de la différence l'entropie entre entrée et la sortie.

IV.3.6 Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans le condenseur :

La figure (IV.17) montre les variations de l'exergie détruite dans le condenseur en fonction de la pression intermédiaire.

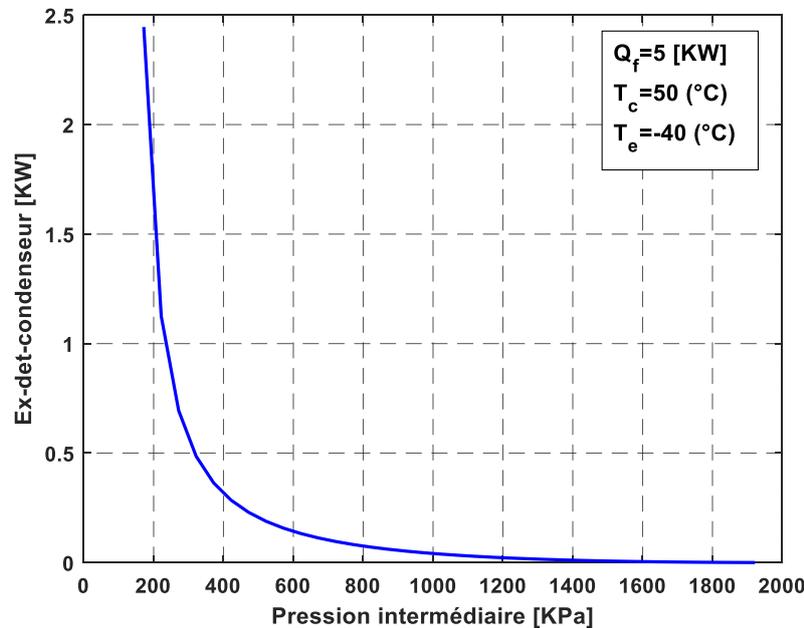


Figure IV-17 : Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans le condenseur pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.

On remarque une très grande diminution de l'exergie détruite dans le condenseur de 2.4454 kW jusqu'à 0.0002 kW et cela pour une augmentation de la pression intermédiaire de 171.6919 kPa jusqu'à 1921.6919 kPa, lorsque la pression intermédiaire s'approche de la pression de condensation.

IV.3.7 Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans les deux détenteurs :

La figure (IV.18) montre les variations de l'exergie détruite dans les deux détenteurs en fonction de la pression intermédiaire.

On constate pour le 1^{er} étage une stabilité de l'exergie détruite dans le détenteur 2 (en bas) de 0.3686 kW cela pour une augmentation de la pression intermédiaire de 171.6919 kPa jusqu'à 1921.6919 kPa, est cela due à la diminution de la différence de l'entropie (s_6-s_5).

Pour le 2^{ème} étage on constate une diminution de l'exergie détruite dans le détenteur 1(en haut) de 0.0381 kW jusqu'à 0.0006 kW et cela pour une augmentation de la pression intermédiaire de 171.6919 kPa jusqu'à 1921.6919 kPa, car le débit de l'étage basse pression et la différence d'entropie (s_8-s_7) reste constante tout le long de l'augmentation de la P_i .

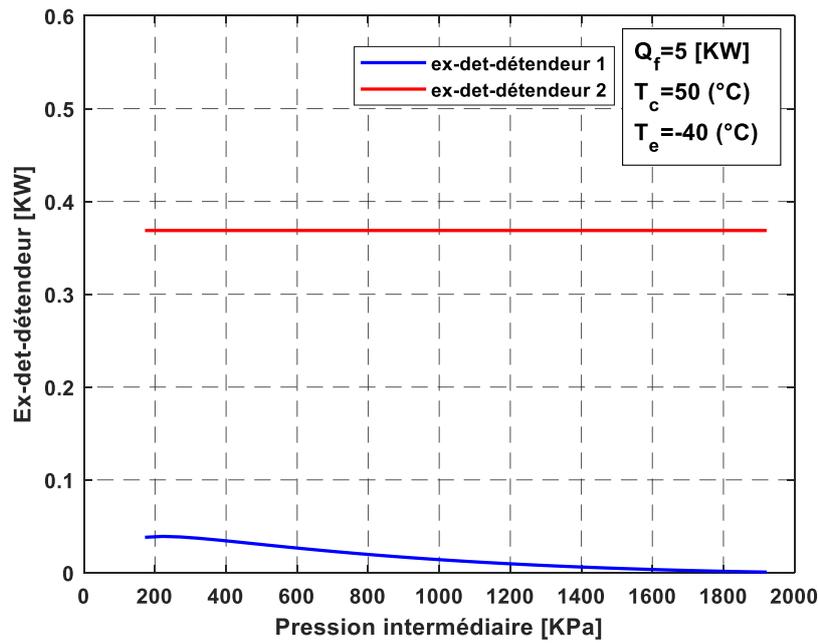


Figure IV-18 : Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans les deux détendeurs pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.

IV.3.8 Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans l'évaporateur :

La figure (IV.19) montre les variations de l'exergie détruite dans l'évaporateur en fonction de la pression intermédiaire.

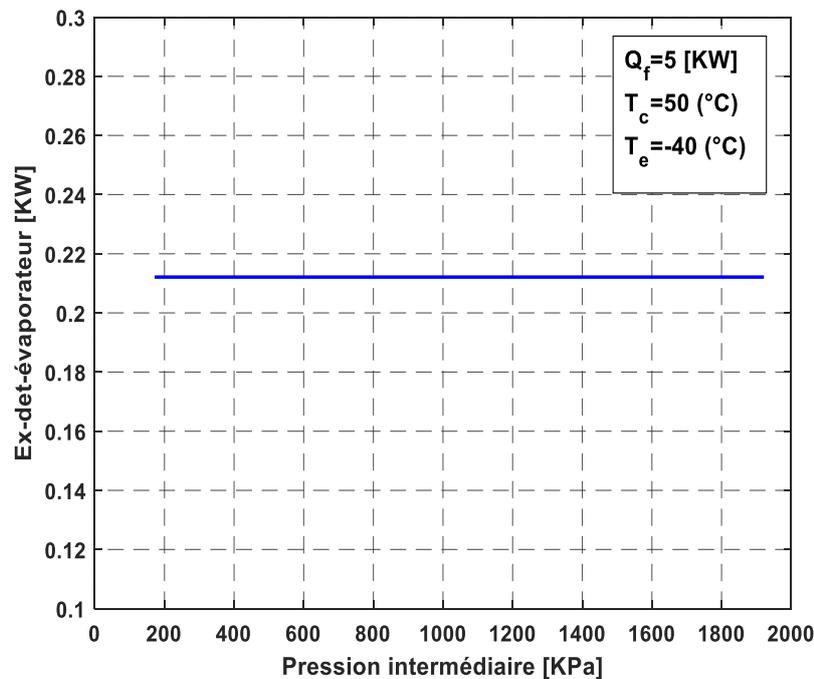


Figure IV-19 : Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite dans l'évaporateur pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.

On remarque que l'exergie détruite dans l'évaporateur reste constante 0.2121 kW à l'augmentation de la pression intermédiaire de 171.6919 kPa jusqu'à 1921.6919 kPa est cela justifier par l'équation (III-163).

IV.3.9 Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite globale :

La figure (IV.20) montre les variations de l'exergie détruite globale en fonction de la pression intermédiaire.

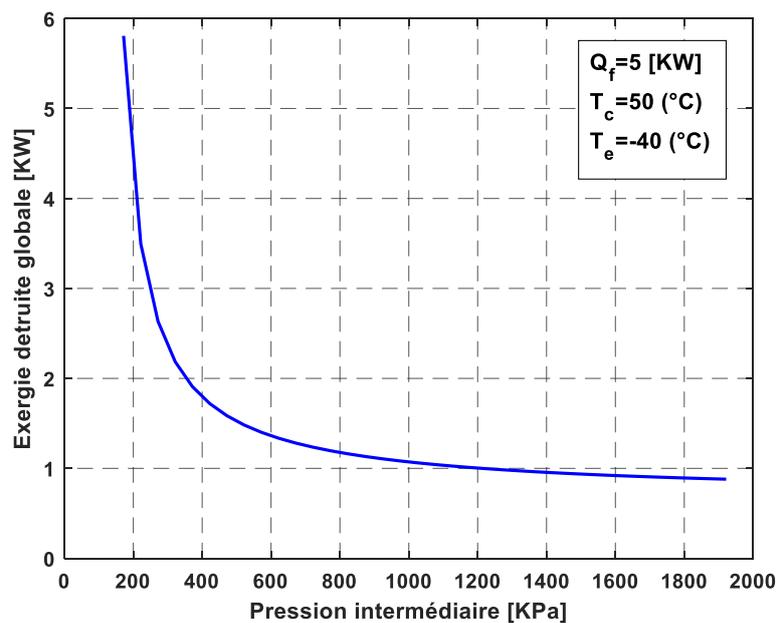


Figure IV-20 : Influence de la pression intermédiaire sur l'exergie détruite globale pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.

On remarque une diminution de l'exergie détruite globale de 5.8073 kW jusqu'à 0.8797 kW et cela pour une augmentation de la pression intermédiaire entre 171.6919 kPa et 1921.6916 kPa.

IV.3.10 Histogramme des exergies détruites des différentes composantes de la machine utilisé :

La figure (IV.21) présente la variation de l'exergie détruite de chaque élément utilisé dans cette installation (compresseur 1 et 2, condenseur, détendeur 1 et 2, l'évaporateur) pour les trois pression ($P_i=0.2P_c$) et ($P_i=\sqrt{P_c \cdot P_e}$) et pour ($P_i=0.8P_c$).

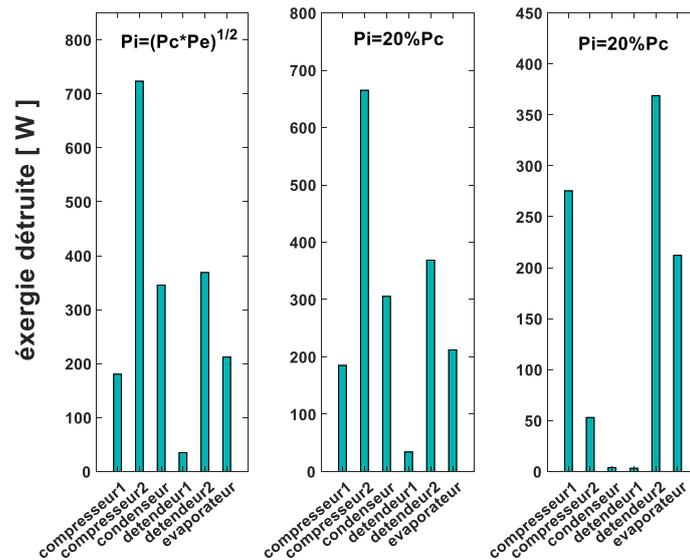


Figure IV-21 : Histogramme des exergies détruites de chaque élément pour des trois pressions différentes pour $Q_F=5 \text{ kW}$ et pour $T_C=50 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_F=-40 \text{ }^\circ\text{C}$.

L'exergie détruite du compresseur basse pression a $P_i = (\sqrt{P_c \cdot P_e})$ augmente de 180.25 W jusqu'à 184.97 W et 275.34 W pour une augmentation relative de pression de 6.53 % et 326.12 % respectivement. Par contre, pour le compresseur haute pression a $P_i = (\sqrt{P_c \cdot P_e})$ diminue de 723.27 W jusqu'à 664.90 W et 52.93 W pour une augmentation relative de pression de 6.53 % et 326.12 % respectivement.

L'exergie détruite de condenseur a $P_i = (\sqrt{P_c \cdot P_e})$ diminue de 345.39 W jusqu'à 305.55 W et 3.84 W pour une augmentation relative de pression de 6.53 % et 326.12 % respectivement.

L'exergie détruite du détenteur côté haute pression a $P_i = (\sqrt{P_c \cdot P_e})$ diminue de 34.97 W jusqu'à 34.02 W et 3.11 W pour une augmentation relative de pression de 6.53 % et 326.12 % respectivement. Par contre, l'exergie détruite du détenteur côté basse pression qui est égale à 368.66 W reste constante.

Et dans l'évaporateur l'exergie détruite qui est égale à 212.11 W reste constante.

On a pour $P_i = (\sqrt{P_c \cdot P_e})$ qui est égale à 381.86 kPa on a l'exergie détruite globale égale à 1.8647 kW. et pour $P_i = 20\% P_c$ qui est égale à 406.80 kPa l'exergie détruite globale égale à 1.7702 kW.

Dans le cas où $P_i = 80\% P_c$ qui est égale à 1627.2 kPa on a l'exergie détruite globale égale à 916.0301 W.

IV.3.11 Influence de la pression intermédiaire sur le rendement de l'installation :

La figure (IV.22) montre les variations de rendement de l'installation en fonction de la pression intermédiaire.

On constate une augmentation de rendement d'installation de 23.82 % jusqu'à 59.36 % proportionnelle à l'augmentation de la pression intermédiaire entre 171.6919 kPa et 1521.6918 kPa, ce dernier présente le point optimal de l'installation où on aura un très bon fonctionnement de la machine.

Après ce point optimal on remarque une diminution de rendement d'installation de 59.36 % à 59.19 % inversement proportionnelle à l'augmentation de la pression intermédiaire de 1521.6918 kPa à 1921.6916 kPa.

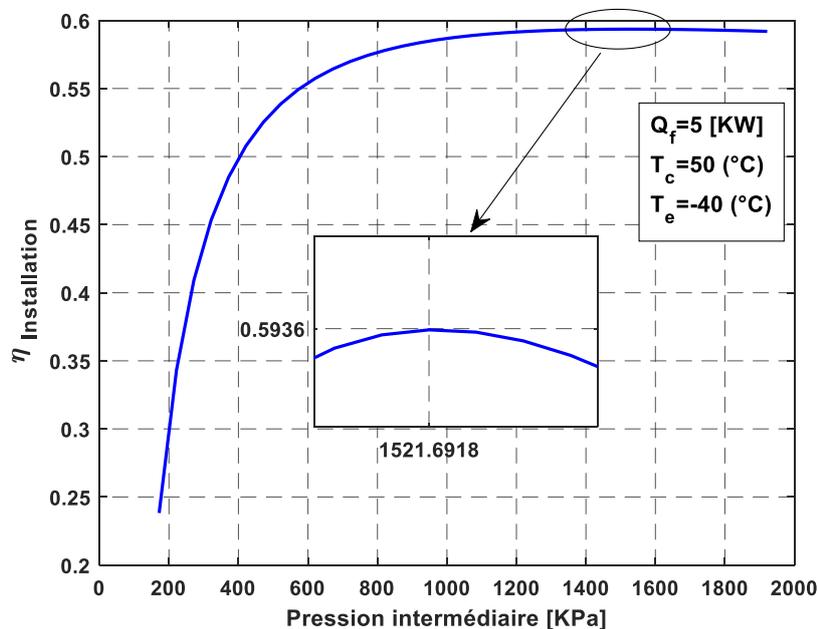


Figure IV-22: Influence de la pression intermédiaire sur rendement de l'installation pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.

IV.4 Présentations des résultats pour le cycle en cascade :

Pour ce cycle on a étudié l'influence de la variation de température à l'entrée de l'évaporateur côté haut pression (T_8) pour cela on a utilisé les paramètres suivants :

- L'état d'équilibre est maintenu dans tous les composants.
- Les deux compresseurs calorifugés.
- Les pertes de pression dans les tuyauteries sont négligées.
- Les fluides frigorigènes CO₂ pour la production frigorifique (cycle basse température) et l'Ammoniaque pour assurer la condensation de CO₂ (cycle haute température).
- La température de référence pour l'analyse exergétique est ($T_0=25$ °C).
- Une puissance frigorifique ($\dot{Q}_f=5$ kW).
- La différence minimale de température entre les deux fluides au niveau de évapo-condenseur $\Delta T = 5$ °C.
- Une température d'évaporation et de condensation constante ($T_e=-40$ °C ; $T_c=50$ °C).
- Rendement isentropique de compression CO₂ est :

$$\eta_{iso(1)} = 1 - (0.04 * \tau_1) \quad (IV-4)$$

- Rendement isentropique de compression de l'Ammoniaque est :

$$\eta_{iso(2)} = 0.85 - (0.046667 * \tau_2) \quad (IV-5)$$

- Les deux détentes sont considérées isenthalpique.

IV.4.1 Influence de la température T_8 sur les coefficients de performance :

La figure (IV.23) présente la variation des coefficients de performance COP (coefficient de performance global), COP1 (coefficient de performance du cycle basse température) et COP2 (coefficient de performance du cycle haute température) en fonction de température de NH_3 à l'entrée de l'évapo-condenseur T_8 pour les fluides frigorigènes utilisés.

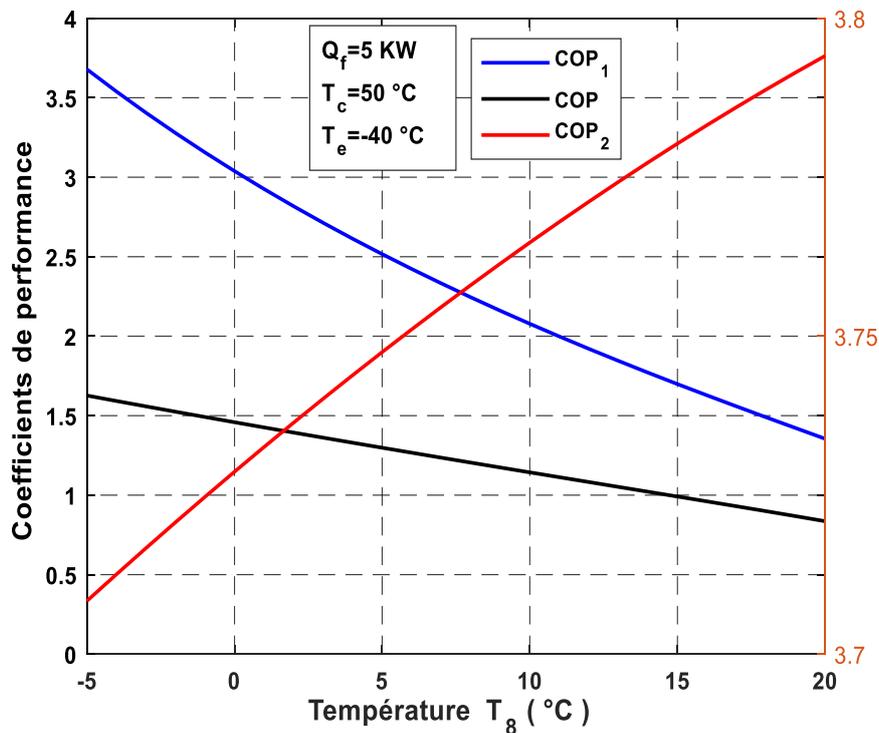


Figure IV-23: Influence de la températures T_8 sur les coefficients de performance pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.

L'évolution de coefficient de performance de l'installation (COP) et (COP1) de 1^{er} étage sont inversement proportionnelle à l'augmentation de la température T_8 de -5 °C à 20 °C l'évolution de (COP) ce diminue de 1.6267 jusqu'à 0.8359 et c'est le même cas pour le (COP1) de 3.6792 à 1.3547., due à l'augmentation de la puissance consommée par le compresseur basse pression et la puissance totale consommée car la charge frigorifique constante.

par contre on constate une augmentation du (COP2) entre 3.7084 à 3.7941 proportionnellement à l'augmentation de la température T_8 comme justifie l'équation (IV.252) car l'évolution de numérateur et grande que l'évolution de W_{c2} .

IV.4.2 Influence de la température T_8 sur les puissances consommées par les compresseurs :

La figure (IV.24) montre les variations des différents travaux de compression ($\dot{W}_c, \dot{W}_{c_1}, \dot{W}_{c_2}$) en fonction de la température T_8 .

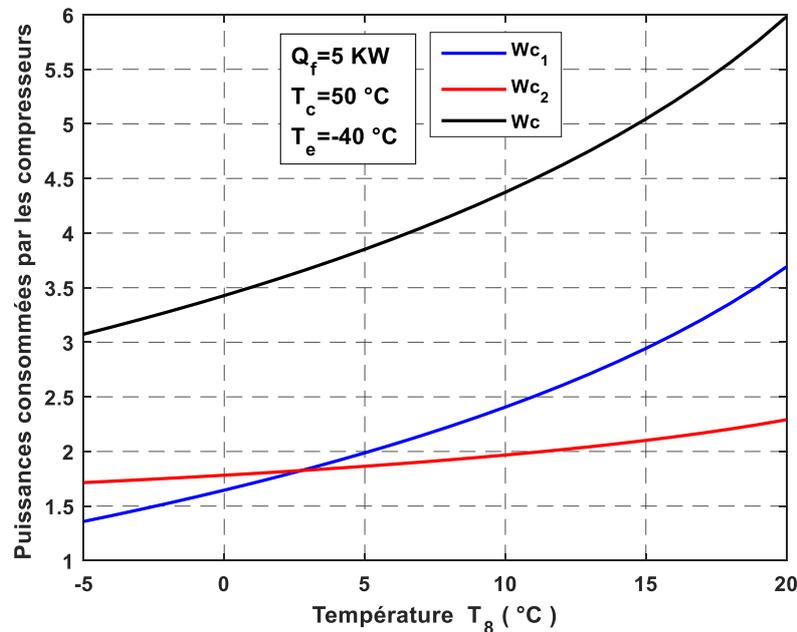


Figure IV-24: Influence de la température T_8 sur les puissances consommées par les deux compresseurs pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.

On constate une augmentation de \dot{W}_{c_1} de 1.3590 kW à 3.6908 kW proportionnelle à l'augmentation de la température T_8 de -5°C à 20°C.

Pour le 2^{ème} étage on constate une augmentation de \dot{W}_{c_2} de 1.7148 kW à 2.2906 kW proportionnelle à l'augmentation de la température T_8 de -5°C à 20°C.

Et pour \dot{W}_c c'est la somme des deux puissances consommées par les deux compresseurs c'est-à-dire une augmentation de 3.0737 kW à 5.9814 kW pour une augmentation de température de -5°C à 20°C.

et cela est due à l'augmentation des deux débits circulant dans l'installation.

IV.4.3 Influence de rapport de compression sur les coefficients de performance :

La figure (IV.25) illustre la variation de COP en fonction des rapports de compressions (T_{aux_1} - T_{aux_2}).

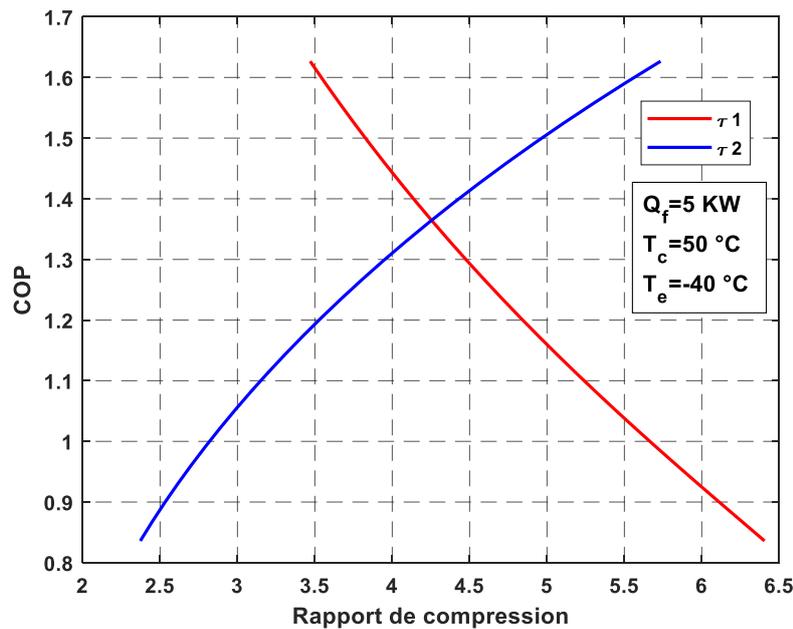


Figure IV-25: Influence des rapports de compression sur le coefficient de performance pour $Q_F=5 \text{ kW}$ et pour $T_C=50 \text{ °C}$ et $T_F=-40 \text{ °C}$.

L'évolution de coefficient de performance de l'installation (COP) est inversement proportionnelle à l'augmentation de taux de compression de l'étage 1 (Taux₁).

Pour une augmentation de (Taux 1) de 3.4695 à 6.4054 on a une diminution du COP de 1.6267 à 0.8359.

Par contre, l'évolution de coefficient de performance de l'installation (COP) augmente proportionnellement à l'augmentation de taux de compression de l'étage 2 (Taux₂).

Pour une augmentation du (Taux₂) de 5.7336 à 2.3721 on a le COP évolue de 1.6267 à 0.8359.

IV.4.4 Influence de la température T_8 sur les débits massiques :

La figure (IV.26) illustre la variation des débits massiques en fonction de la température T_8 .

Le débit massique dans l'étage 1 (\dot{m}_e) augmente de $21.24 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$ à $31.14 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$ proportionnellement à l'augmentation de la température variante entre -5 °C et 20 °C car lors de l'évolution la différence d'enthalpie (h_1-h_4) diminue est la charge frigorifique reste constante.

Et dans l'étage 2 le débit massique (\dot{m}_c) augmente légèrement de $6.25 \cdot 10^{-3}$ kg/s à $8.36 \cdot 10^{-3}$ kg/s proportionnellement à l'augmentation de la température variante entre -5 °C et 20 °C car on a le débit (\dot{m}_e) augmente.

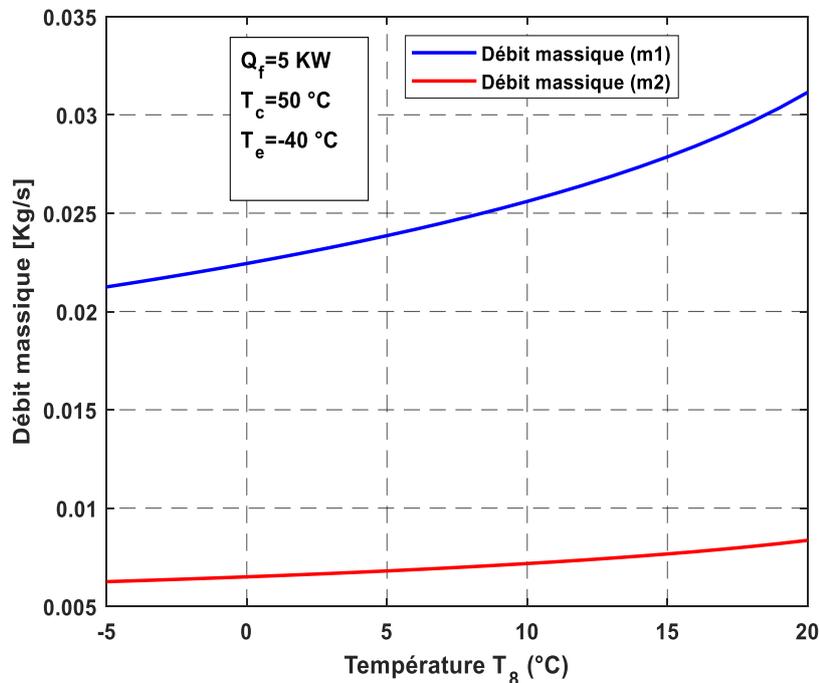


Figure IV-26: Influence de la température T_8 sur les débits massiques pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_E=-40$ °C.

IV.4.5 Influence de la température T_8 sur le rapport des débits \dot{m}_c/\dot{m}_e :

La figure (IV.27) montre l'évolution de rapport des débits massiques (\dot{m}_c/\dot{m}_e) sur la température T_8 .

On constate que l'évolution de rapport des débits massiques diminue de 0.2946 à 0.2684 proportionnellement à l'augmentation de la température variante entre -5 °C et 20 °C car le débit de CO_2 est très important par rapport au débit de NH_3 donc on aura le rapport \dot{m}_c/\dot{m}_e .

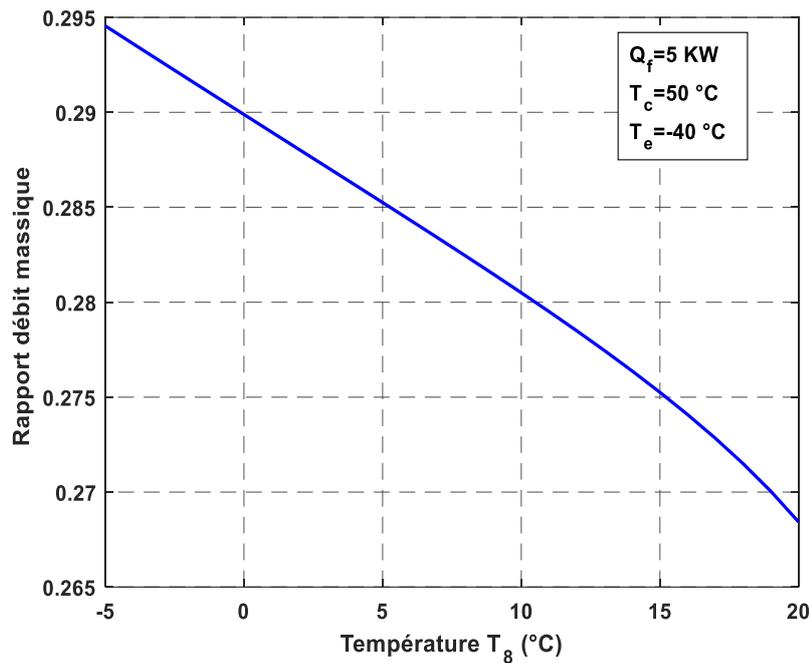


Figure IV-27: Influence de la température T_8 sur le rapport des débits massiques pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.

IV.4.6 Influence de la température T_8 sur l'exergie détruite dans les deux compresseurs :

La figure montre (IV.28) les variations de l'exergie détruite dans les deux compresseurs en fonction de la température T_8 .

Dans le 1^{er} étage on constate une augmentation de l'exergie détruite dans le compresseur de 0.1753 kW à 0.7439 kW proportionnellement à l'augmentation de la température variante entre -5 °C et 20°C.

Pour le 2^{ème} étage on constate une augmentation de l'exergie détruite dans le compresseur de 0.0533 kW à 0.9919 kW proportionnelle à l'augmentation de la température variante entre -5 °C et 20°C.

Et cela due à l'augmentation des débits massiques et des différences d'entropie entre les sorties et les entrées des compresseurs.

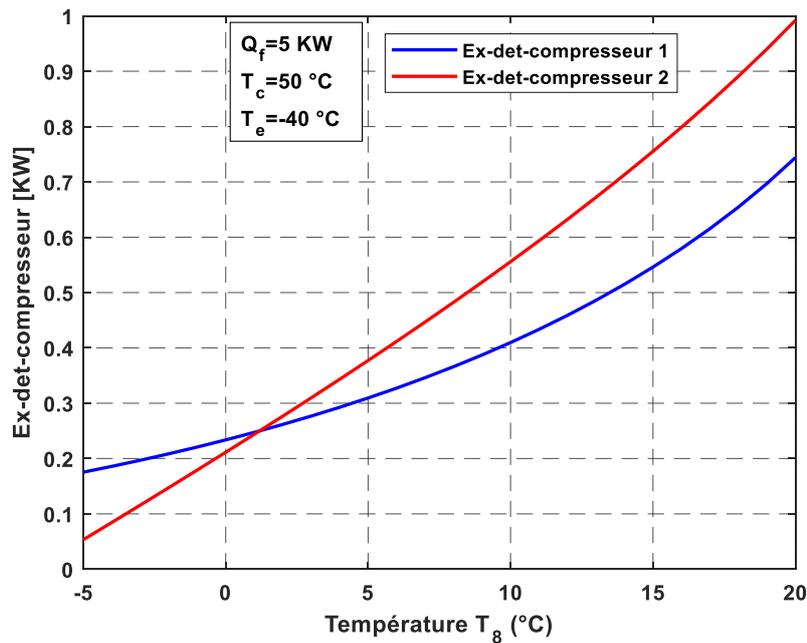


Figure IV-28: Influence de la température T_8 sur l'exergie détruite dans les deux compresseurs pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.

IV.4.7 Influence de la température T_8 sur l'exergie détruite dans le condenseur :

La figure (IV.28) montre les variations de l'exergie détruite dans le condenseur en fonction de la température T_8 .

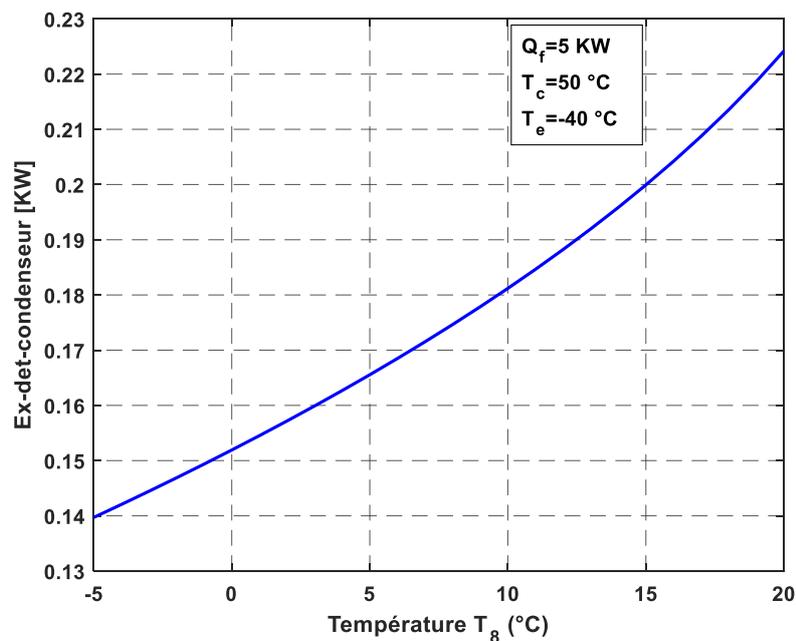


Figure IV-29: Influence de la température T_8 sur l'exergie détruite dans le condenseur pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.

On remarque une augmentation de l'exergie détruite dans le condenseur de 0.1397 kW jusqu'à 0.2242 kW et cela pour une augmentation de de la température variante entre -5 °C et 20°C causé par augmentation de débits de l'étage haute température et augmentation de quantité de chaleur rejeté par le condenseur.

IV.4.8 Influence de la température T_8 sur l'exergie détruite dans les deux détendeurs :

La figure (IV.30) montre les variations de l'exergie détruite dans les deux détendeurs en fonction de la température T_8 .

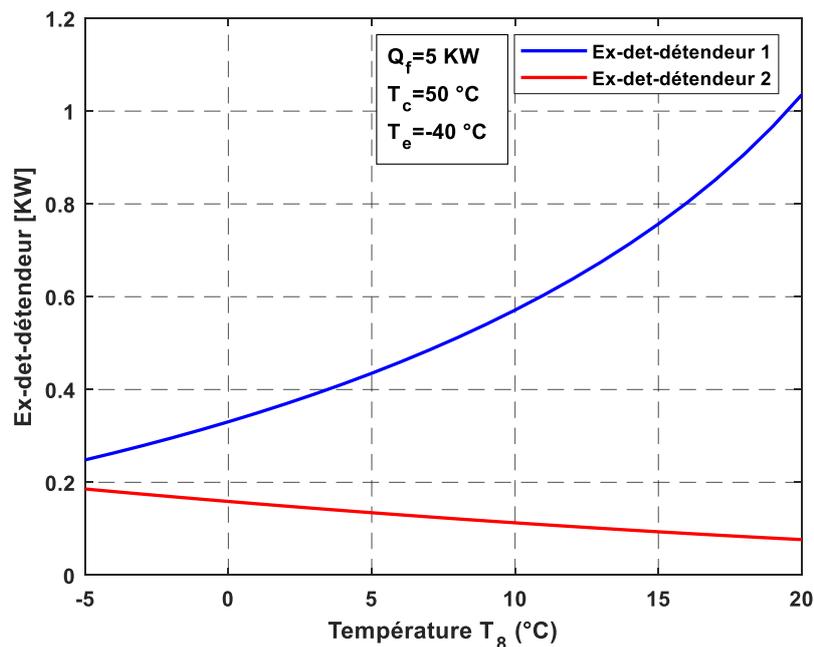


Figure IV-30: Influence de la température T_8 sur l'exergie détruite dans les deux détendeurs pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.

Pour le 1^{er} étage on remarque une augmentation de l'exergie détruite dans le détendeur 1 de 0.2483 kW jusqu'à 1.0352 kW et cela pour une augmentation de de la température variante entre -5 °C et 20°C due à l'augmentation de la déférence d'entropie.

Pour le 2^{ème} étage on constate une diminution de l'exergie détruite dans le détendeur 2 de 0.1857 kW jusqu'à 0.0766 kW et cela pour une augmentation de la température variante entre -5 °C et 20°C car là la déférence d'entropie diminue.

IV.4.9 Influence de la température T_8 sur l'exergie détruite dans l'évaporateur :

La figure (IV.31) montre les variations de l'exergie détruite dans l'évaporateur en fonction de la température T_8 .

On remarque une augmentation de l'exergie détruite dans l'évaporateur de 1.0985 kW jusqu'à 5.995 kW et cela pour une augmentation de la température variante entre $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ et cela est due à l'augmentation de débit massique car la charge frigorifique est constante.

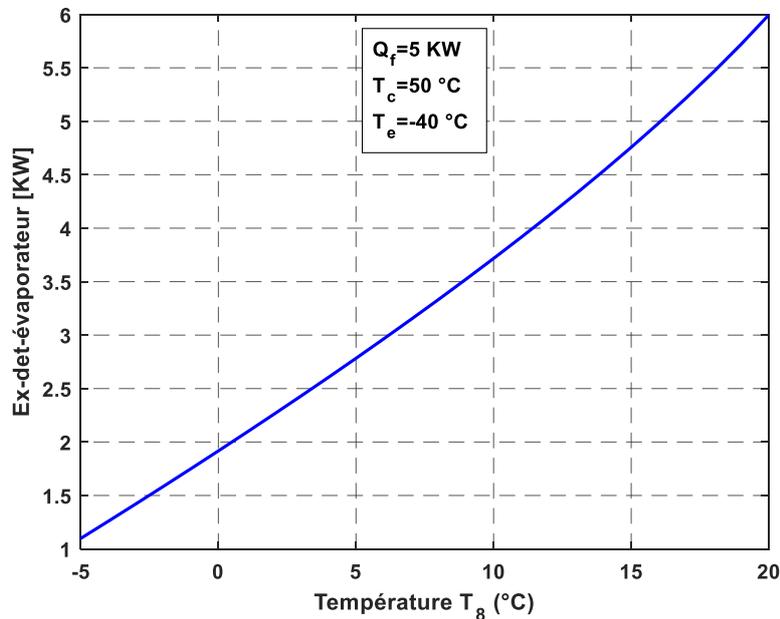


Figure IV-31: Influence de la température T_8 sur l'exergie détruite dans l'évaporateur pour $Q_F=5\text{ kW}$ et pour $T_C=50\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $T_F=-40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

IV.4.10 Influence de la température T_8 sur l'exergie détruite globale :

La figure (IV.32) montre la variation de l'exergie détruite globale qui est la somme des exergies détruites dans les différents éléments de la machine en fonction de la température T_8 pour le fluide frigorigène utilisé.

On remarque une augmentation de l'exergie détruite globale de 1.9009 kW jusqu'à 9.0669 kW et cela pour une augmentation de la température variante entre $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

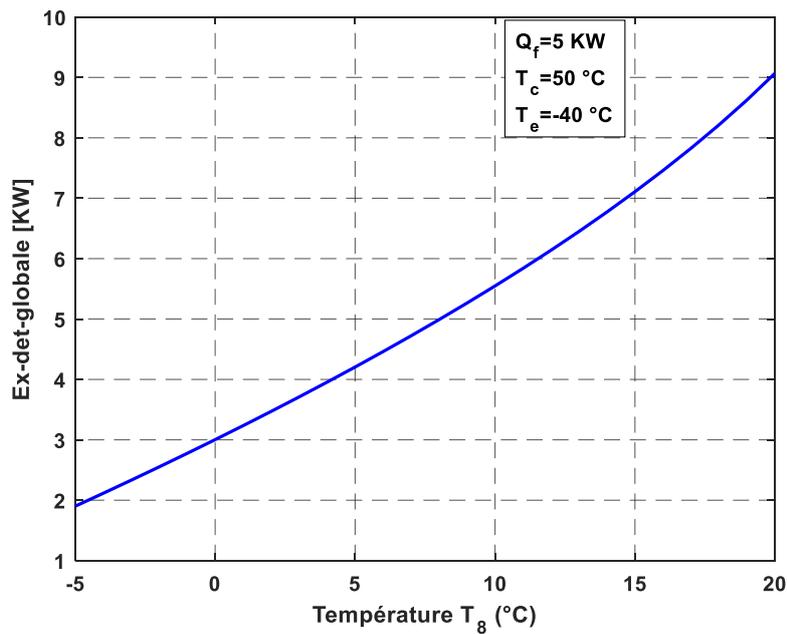


Figure IV-32 : Influence de la température T_8 sur l'exergie détruite globale pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_E=-40$ °C.

IV.4.11 Influence de la température T_8 sur le rendement de l'installation :

La figure (IV.33) montre les variations de rendement de l'installation en fonction de la température T_8 variante entre -5 °C et 20 °C pour une puissance frigorifique de 5 kW, une température de condensation de 50 °C, température d'évaporation de -40 °C, température de référence 25 °C.

On constate une diminution de rendement de l'installation de 62.79 % jusqu'à 32.22 % et cela pour une augmentation de la température variante entre -5 °C et 20 °C, et cela est due à l'augmentation de la puissance total consommé.

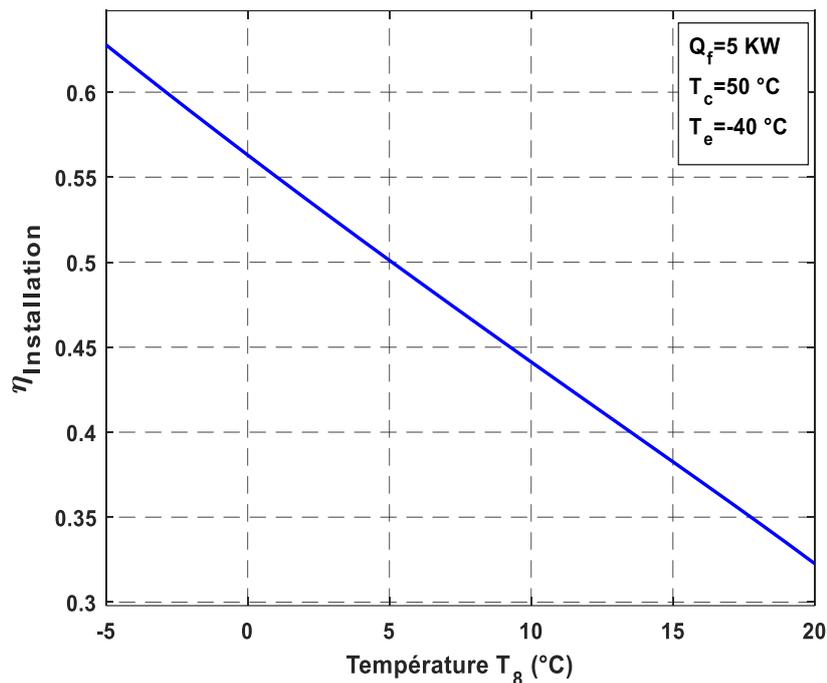


Figure IV-33: Influence de la température T_8 sur le rendement de l'installation pour $Q_F=5$ kW et pour $T_C=50$ °C et $T_F=-40$ °C.

IV.5 Conclusion :

Dans ce chapitre on a représenté les résultats de l'étude paramétrique de chaque cas. Les résultats montrent que les systèmes sont fortement influencés par les paramètres de fonctionnement.

En termes d'efficacité, les coefficients de performances sont impactés par les pressions et/ou les températures intermédiaires entre les deux étages, ainsi le rendement exergetique des installations.

Pour le cas des machines à injection total et partiel on a le rendement exergetique et le coefficient de performance augmentent proportionnellement à l'augmentation de la pression intermédiaire jusqu'à un point (le point optimal), dans ce dernier on aura un très bon fonctionnement des machines, et après ce point on a une diminution de ces performances.

Et pour les machines frigorifiques bi-étagées en cascades on a le rendement exergetique et le coefficient de performance diminuent au cours de l'augmentation de la température à l'entrée de l'évapo-condenseur côté haut température (HT).

CONCLUSION GENERALE

ce travail ayant pour objectif initial de faire ressortir l'influence de la température à l'entrée de l'évapo-condenseur (étage haute pression) et/ou la pression intermédiaire sur les différentes machines frigorifiques bi-étagées.

A travers ce projet, on a présenté les fluides frigorigènes et les différents composants des machines frigorifiques mono et bi-étagées, les équations des bilans énergétiques et exergétiques détaillés ainsi que les destructions d'exergie pour les différents composants des machines (compresseur, condenseur, détendeur, évaporateur) ainsi les équations des puissances consommées par les compresseurs, des coefficients de performances et les rendements exergétiques des installations tout en négligeant les pertes de charge au niveau des conduites.

Les résultats de ce projet sont les suivants :

- Dans le cas des machines frigorifiques bi-étagées à injection totale et partielle on a remarqué que la variation de la pression intermédiaire joue un rôle très important dans les installations et dans ce cas on a varié la pression intermédiaire entre 171.6919 kPa et 1921.7 kPa utilisant l'ammoniac comme fluide frigorigène et les mêmes conditions initiales pour les deux installations,

on a conclu pour le cycle à injection totale le coefficient de performance et le rendement exergétique de l'installation augmente jusqu'à atteindre le point optimal $p_i=921.6919$ kPa ou on aura un très bon fonctionnement de la machine ou la puissance consommée par les compresseurs est minimale $WC= 3.08$ kW on aura le rendement exergétique et le coefficient de performance maximales ($\eta = 62.59\%$ et $COP=1.6214$) respectivement, après ce point on a une légère augmentation de WC jusqu'à 3.3544 kW et une diminution de COP et de rendement exergétique .

Et pour le cycle à injection partielle le coefficient de performance et le rendement exergétique de l'installation augmente jusqu'à atteindre le point optimal $p_i=1521.6918$ kPa où on aura un très bon fonctionnement de la machine et la puissance consommée par le compresseur est minimale $WC= 3.2517$ kW on aura le rendement exergétique et le coefficient de performance maximal ($\eta = 59.36\%$ et $COP=1.5377$) respectivement, après ce point on a une légère augmentation de WC jusqu'à 3.2607 kW et une diminution de COP et de rendement exergétique.

Conclusion Générale

- Pour le cas de machine frigorifique en cascade on a varié la température T8 à l'entrée de l'évapo-condenseur 2^{ème} étage entre -5°C jusqu'à 20°C. Utilisant les fluides frigorigènes : CO2 pour le 1^{er} étage et l'Ammoniaque pour le second étage avec les mêmes conditions initiales que les cycles précédents.

Lorsque on augmente la température à l'entrée de l'évapo-condenseur (T8) 2^{eme} étage, la puissance consommée par les compresseurs WC augmente de 3.0737 kW jusqu'à 5.9814 kW. Par contre le coefficient de performance et le rendement exergetique diminuent de 1.6267 à 0.8359 et de 62.79% à 32.22% respectivement.

On ne peut jamais dire qu'un travail est achevé car plus on avance dans le temps et plus on se rend compte qu'il y a toujours des modifications et de nouvelles idées. Donc c'est un processus infini d'idées avec des perceptions variables.

Pour finir, nous espérons à travers ce projet, avoir pu atteindre les objectifs attendus.

Références bibliographiques

- [1] thèse doctorat, Christophe COQUELET, école des Mines de Paris, Etude des fluides Frigorigènes, 2003
- [2] <https://energieplus-lesite.be/techniques/la-climatisation/la-production-de-froid/la-machine-frigorifique-a-ab-adsorption/>
- [3] <http://iutp.univ-poitiers.fr/gte/la-formation/les-matieres-enseignees-au-departement-gte/machines-frigorifiques/>
- [4] www.abcclim.net
- [5] Aide-Mémoire du Froid Industriel 2^e Edition de Jean DESMONS, Dunod, Paris, 2006, 2010
- [6] Ibrahim Dincer and Marc A. Rosen: Exergy Analysis of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning
- [7] Saleh S. Baakeem, Jamel Orfi, Abdullah Alabdulkarem: Optimization of a multistage vapor-compression refrigeration system for various refrigerants
- [8] Ibrahim Dinçer and Mehmet Kanoglu: Refrigeration systems and applications, second edition. Wiley 2010.
- [9] Maxime DUMINIL : Theorie Des Machines Frigorifique (Techniques De l'Ingénieur)
- [10] Olivier PERROT : Cours De Machines Frigorifiques ,2010 2011 (I.U.T de SAINT-Omer Dunkerque)