

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**

*MINISTRE 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*



## *MEMOIRE DE FIN D'ETUDES*

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

**Option** : Froid chauffage et climatisation.

Thème :

**Analyse énergétique, exergetique et  
environnementale d'un système  
frigorifique en cascade**

**Réalisé par**

- BOUGHEZRAOUNE Manel
- TALEB Abderrahmane

**Encadré par**

- Mr : M. HAMZAOU

2022-2023

# *Remerciements*

*Nous remercions d'abords le bon dieu de nous avoir accordé la force, le courage et les moyens afin de pouvoir accomplir ce travail.*

*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 avons tiré un immense profit de son savoir et de ses conseils utiles. Nous remercions vivement les membres de jury d'avoir accepté d'examiner et d'évaluer notre travail. Nos sincères remerciements vont aussi aux enseignants du département de Génie Mécanique. Ainsi qu'à toutes les personnes qui ont contribuées, de près ou de loin à l'élaboration de ce mémoire.*

## *Dédicaces*

*Avec l'aide de Dieu, le tout puissant, qui nous a éclairé les chemins du savoir, nous avons pu réaliser ce modeste travail que nous dédions à nos très chers parents, avec tout notre amour, tendresse et estime, nous n'arriverons jamais à leurs rendre ce qu'ils ont fait pour nous.*

*Que Dieu vous protège. Nos petites sœurs, pour tout l'amour qu'ils nous apportent et leur soutien à toute la famille. A tous nos amis pour leurs encouragements et spécialement à nos frères et sœurs de cœur Rabah, Youcef et Dihia et sans oublier notre bien aimée Farida.*

## Nomenclature

$\dot{E}x_{in}$	Flux éxergétique à l'entrée	kW
$\dot{E}x_{out}$	Flux éxergétique à la sortie	kW
$\dot{E}x_{det}$	Exergie détruite	kW
$\dot{m}$	Débit du réfrigérant	(kg/s)
$\dot{Q}_c$	Rejet de chaleur par le condenseur à l'environnement	kW
$\dot{Q}_f$	Puissance frigorifique	kW
$\dot{s}_{in}$	Entropie à l'entrée	(kJ/kg. K)
$\dot{s}_{out}$	Entropie à la sortie (kJ/kg. K)	(kJ/kg. K)
$\dot{s}_{gen}$	Entropie générée	(kJ/kg. K)
$\dot{W}$	Puissance consommée par le compresseur	kW
$\Delta\dot{s}_{sys}$	Variation d'entropie de système	(kJ/kg. K)
$h$	Enthalpie spécifique	(kJ/kg)
$L$	<i>Taux de fuite par ans</i>	
$m$	La charge du réfrigèrent	kg
$N$	Durée de vie du système	ans
$s$	Entropie spécifique	(kJ/kg. K)
$T_0$	Température de référence	K
$T_c$	Température de condensation	K

## Nomenclature

---

$T_e$	Température d'évaporation	K
$\Delta T$	Différence de température	K
$\alpha$	Facteur de récupération	
$\beta$	Facteur d'émission indirecte	
$\eta$	Rendement	%
$\eta_{iso}$	Rendement isentropique	%
$\eta_{exe}$	Rendement exergetique	%
$\tau$	Taux de compression	
COP	Coefficient de performance	
<b>GWP</b>	Impact du réfrigérant sur l'effet de serre	
HC	Hydrocarbures	
HFC	Hydrofluorocarbures	
HCFC	Hydrochlorofluorocarbures	
IPCC	Intergovernmental Panel on Climate Change	
ODP	Potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone	
<b>TEWI</b>	Total Equivalent Warming Impact	tCO <sub>2</sub> e

### Indices :

Bt            Basse température

Ht            Haute température

In            Input (entrée)

## Nomenclature

---

out	Output (sortie)
Sr	Sous refroidissement
Sc	Surchauffe
1	Sortie évaporateur, entrée compresseur BT
1'	Sortie échangeur BT surchauffe
2	Sortie compresseur BT, entrée évapo-condenseur
3	Sortie évapo-condenseur, entrée détendeur coté BT
3'	Sortie échangeur BT sous refroidissement
4	Sortie détendeur coté BT, entrée évaporateur.
5	Sortie évapo-condenseur, entrée compresseur HT
5'	Sortie échangeur HT surchauffe
6	Sortie compresseur HT, entrée condenseur
7	Sortie condenseur, entrée détendeur coté HT
7'	Sortie échangeur HT sous refroidissement
8	Sortie détendeur coté HT, entrée évapo-condenseur

## Table des matières

<i>Remerciements</i> .....	
<i>Dédicaces</i> .....	
Nomenclature .....	
Liste des tables et figures .....	
Introduction générale .....	1
<b>CHPITRE I : Généralités sur les fluides frigorigènes et les machines frigorifiques.</b> .....	<b>3</b>
<b>I.1 Introduction</b> .....	<b>4</b>
<b>I.2 Historique</b> .....	<b>4</b>
<b>I.3 Classification des fluides frigorigènes</b> .....	<b>5</b>
<b>I.3.1 Les fluides et l'environnement</b> .....	<b>7</b>
<b>I.4 Critères de choix d'un fluide frigorigène</b> .....	<b>8</b>
<b>I.4.1 Critères thermodynamiques</b> .....	<b>8</b>
<b>I.4.2 Critères de sécurité et d'environnement</b> .....	<b>9</b>
<b>I.4.3 Critères physico-chimiques</b> .....	<b>10</b>
<b>I.4.4 Critères économiques</b> .....	<b>10</b>
<b>I.5 Procédés de production du froid</b> .....	<b>10</b>
<b>I.6 Machines frigorifiques</b> .....	<b>11</b>
<b>I.6.1 Machine frigorifique à compression de vapeur</b> .....	<b>11</b>
<b>I.6.2 Composants d'une machine frigorifique</b> .....	<b>12</b>
<b>I.7 Circuit frigorifique en cascade</b> .....	<b>13</b>
<b>I.7.1 Les composants d'un circuit frigorifique en cascade a deux étages</b> .....	<b>14</b>
<b>I.7.2 Principe de fonctionnement du circuit frigorifique en cascade à deux étages</b> .....	<b>14</b>
<b>I.8 Etat de l'art</b> .....	<b>16</b>
<b>I.9 Conclusion</b> .....	<b>19</b>
<b>CHAPITRE II : Etude thermodynamique et environnementale</b> .....	<b>21</b>
<b>II.1 Introduction</b> .....	<b>22</b>
<b>II.2 Analyse énergétique et exérgétique et environnemental d'une machine frigorifique en Cascade</b> .....	<b>22</b>
<b>II.3 Analyse énergétique exérgétique et environnementale d'une machine frigorifique en Cascade avec deux échangeurs internes</b> .....	<b>31</b>
<b>II.4 Conclusion</b> .....	<b>40</b>
<b>CHPITRE III : PRESENTATION DES RESULTATS</b> .....	<b>41</b>
<b>III.1 Introduction</b> .....	<b>42</b>
<b>III.2 Influence de la température <math>T_8</math> à l'entrée de l'évapo-condenseur</b> .....	<b>42</b>
<b>III.2.1 Influence de la température <math>T_8</math> sur les débits massiques en fonction de <math>T_c</math></b> .....	<b>42</b>

III.2.2	Influence de la température $T_8$ sur la puissance consommée par les compresseurs en fonction de $T_c$ .....	44
III.2.3	Influence de la température $T_8$ sur le coefficient de performance en fonction de $T_c$ .....	45
III.2.4	Influence de la température $T_8$ sur l'exergie détruite globale en fonction de $T_c$ ..	46
III.2.5	Influence de la température $T_8$ sur le rendement exergetique global en fonction de $T_c$ .....	47
III.2.6	Influence de la température $T_8$ sur le TEWI en fonction de $T_c$ .....	48
III.2.7	Influence de la température $T_8$ sur le coefficient de performance global en fonction de $T_e$ .....	52
III.1.1	Influence de la température $T_8$ sur le rendement exérgétiques en fonction de $T_e$	53
III.1.2	Influence de la température $T_8$ sur l'exergie détruite globale en fonction de $T_e$ ..	53
III.1.3	Influence de la température $T_8$ sur les débits massiques des réfrigérants en fonction de $T_e$ .....	54
III.1.4	Influence de la température $T_8$ sur le TEWI en fonction de $T_e$ .....	55
III.2	Influence du sous refroidissement $\Delta T_{sr}$ .....	57
III.2.1	Influence de la température $T_8$ sur les puissances consommées par les compresseurs en fonction de $\Delta T_{srht}$ .....	58
III.2.2	Influence de la température $T_8$ sur les coefficients de performances en fonction de $\Delta T_{srht}$ .....	59
III.2.3	Influence de la température $T_8$ sur l'exergie détruite globale en fonction de $\Delta T_{srht}$ .....	61
III.2.4	Influence de la température $T_8$ sur le rendement exérgétique en fonction $\Delta T_{srht}$ .....	62
III.2.5	Influence de la température $T_8$ sur le débit massique en fonction de $\Delta T_{srht}$ ...	63
III.2.6	Influence de la température $T_8$ sur le TEWI en fonction de $\Delta T_{srht}$ .....	64
III.2.7	Influence de la température $T_8$ sur les débits massiques des réfrigérants en fonction de $\Delta T_{srht}$ .....	65
III.2.8	Influence de la température $T_8$ sur la puissance consommée par les compresseurs en fonction de $\Delta T_{srht}$ .....	66
III.2.9	Influence de la température $T_8$ sur le coefficient de performance global de l'installation en fonction de $\Delta T_{srht}$ .....	67
III.2.10	Influence de la température $T_8$ sur l'exergie détruite globale en fonction $\Delta T_{srht}$ .....	68
III.2.11	Influence de la température $T_8$ sur le rendement exergetique en fonction de $\Delta T_{srht}$ .....	68
III.2.12	Influence de la température $T_8$ sur le TEWI global en fonction de $\Delta T_{srht}$ ...	69
III.2.13	Influence de la température $T_8$ sur les $\Delta T_{sc}$ en fonction de $\Delta T_{sr}$ .....	70
III.2.14	Influence de la température $T_8$ sur l'efficacité des échangeurs : .....	71

<b>III.3</b>	<b>Histogramme des énergies détruites des différentes composantes de la machine utilisée.</b>	
	.....	72
<b>III.4</b>	<b>Conclusion</b>	74
	.....	
	<b>Conclusion générale</b>	75
	.....	
	<b>Références bibliographiques :</b>	.....

## Liste des tables et figures

Tableau I.1 : Les différentes caractéristiques du fluide dans le cycle en cascade

Tableau III.1 : comparaison des résultats des deux cycles (avec et sans échangeur pour  $T_c = 50^\circ\text{C}$ ,  $T_e = -40^\circ\text{C}$  et  $\Delta T_{sr} = 5^\circ\text{C}$

Figure I.1 : Diagramme énergétique d'une machine frigorifique.

Figure I.2 : Schéma d'un système frigorifique à compression de vapeur mono étagée

Figure I-3 : schéma d'un condenseur.

Figure I-4 : schéma d'un compresseur.

Figure I-5 : schéma d'un détendeur.

Figure I.6 : schéma d'un évaporateur.

Figure I.7 : Circuit frigorifique en cascade.

Figure II.1 : Schéma de la machine frigorifique en cascade

Figure II.2 : Schéma de la machine frigorifique en cascade avec échangeurs

Figure III.1: Influence de la température  $T_8$  sur le débit massique  $m_{ht}$ , pour  $Q_f=50\text{ kW}$ ,  $T_e = -40^\circ\text{C}$  et pour  $T_c = 30^\circ\text{C}, 35^\circ\text{C}, 40^\circ\text{C}, 45^\circ\text{C}$  et  $50^\circ\text{C}$

Figure III-2 : Influence de la température  $T_8$  sur le débit massique  $m_{bt}$ , pour  $Q_f=50\text{ kW}$ ,  $T_e=-40^\circ\text{C}$  et pour  $T_c=30^\circ\text{C}, 35^\circ\text{C}, 40^\circ\text{C}, 45^\circ\text{C}$  et  $50^\circ\text{C}$

Figure III-3 : Influence de la température  $T_8$  sur la puissance consommée par compresseur  $W_{ht}$  pour  $Q_f=50\text{ kW}$ ,  $T_e=-40^\circ\text{C}$  et pour  $T_c=30^\circ\text{C}, 35^\circ\text{C}, 40^\circ\text{C}, 45^\circ\text{C}$  et  $50^\circ\text{C}$

Figure III-4 : Influence de la température  $T_8$  sur la puissance consommée par compresseurs  $W_{bt}$  pour  $Q_f=50\text{ kW}$ ,  $T_e=-40^\circ\text{C}$  et pour  $T_c=30^\circ\text{C}, 35^\circ\text{C}, 40^\circ\text{C}, 45^\circ\text{C}$  et  $50^\circ\text{C}$

Figure III-5 : Influence de la température  $T_8$  sur la puissance globale consommée par les compresseurs pour  $Q_f=50\text{ kW}$ ,  $T_e=-40^\circ\text{C}$  et pour  $T_c=30^\circ\text{C}, 35^\circ\text{C}, 40^\circ\text{C}, 45^\circ\text{C}$  et  $50^\circ\text{C}$

Figure III-6: Influence de la température  $T_8$  sur le coefficient de prformance global pour  $Q_f = 50\text{ kW}$ ,  $T_e = -40^\circ\text{C}$  et pour  $T_c = 30^\circ\text{C}, 35^\circ\text{C}, 40^\circ\text{C}, 45^\circ\text{C}$  et  $50^\circ\text{C}$

Figure III-7 : Influence de la température  $T_8$  sur l'exergie détruite globale pour  $Q_f = 50\text{ kW}$ ,  $T_e = -40^\circ\text{C}$  et pour  $T_c = 30^\circ\text{C}, 35^\circ\text{C}, 40^\circ\text{C}, 45^\circ\text{C}$  et  $50^\circ\text{C}$

Figure III-8 : Influence de la température  $T_8$  sur le rendement exergetique pour  $Q_f=50\text{ kW}$ ,  $T_e=-40^\circ\text{C}$  et pour  $T_c=30^\circ\text{C}, 35^\circ\text{C}, 40^\circ\text{C}, 45^\circ\text{C}$  et  $50^\circ\text{C}$

Figure III-9 : Influence de la température  $T_8$  sur le  $TEWI_{bt}$  pour  $Q_f = 50\text{ kW}$ ,  $T_e = -40^\circ\text{C}$  et pour  $T_c = 50^\circ\text{C}$

Figure III-10 : Influence de la température  $T_8$  sur le  $TEWI_{ht}$  pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40^\circ\text{C}$  et pour  $T_c = 50^\circ\text{C}$

Figure III-11 : Influence de la température  $T_8$  sur le  $TEWI$  direct et indirect pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40^\circ\text{C}$  et pour  $T_c = 50^\circ\text{C}$

Figure III-12 : Influence de la température  $T_8$  sur le  $TEWI_{ht}$  pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40^\circ\text{C}$  et pour  $T_c = 30^\circ\text{C}, 35^\circ\text{C}, 40^\circ\text{C}, 45^\circ\text{C}$  et  $50^\circ\text{C}$

Figure III-13 : Influence de la température  $T_8$  sur le TEWI global pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40^\circ\text{C}$  et pour  $T_c = 30^\circ\text{C}, 35^\circ\text{C}, 40^\circ\text{C}, 45^\circ\text{C}$  et  $50^\circ\text{C}$

Figure III-14 : Influence de la température  $T_8$  sur le coefficient de performance global pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_c = 50^\circ\text{C}$  et pour  $T_e = -30^\circ\text{C}, -40^\circ\text{C}$  et  $-50^\circ\text{C}$ .

Figure III-15: Influence de la température  $T_8$  sur le coefficient de performance global pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_c = 50^\circ\text{C}$  et pour  $T_e = -30^\circ\text{C}, -40^\circ\text{C}$ , et  $-50^\circ\text{C}$

Figure III-16 : Influence de la température  $T_8$  sur l'exergie détruite globale pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_c = 50^\circ\text{C}$  et pour  $T_e = -30^\circ\text{C}, -40^\circ\text{C}$  et  $-50^\circ\text{C}$

Figure III-17 : Influence de la température  $T_8$  sur le débit massique pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_c = 50^\circ\text{C}$  et pour  $T_e = -30^\circ\text{C}, -40^\circ\text{C}$  et  $-50^\circ\text{C}$

Figure III-18 : Influence de la température  $T_8$  sur l'exergie détruite globale pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_c = 50^\circ\text{C}$  et pour  $T_e = -30^\circ\text{C}, -40^\circ\text{C}$  et  $-50^\circ\text{C}$

Figure III-19: Influence de la température  $T_8$  sur le  $TEWI_{bt}$  pour  $Q_f=50 \text{ kW}$ ,  $T_c=50^\circ\text{C}$  et pour  $T_e= -30^\circ\text{C}, -40^\circ\text{C}$  et  $-50^\circ\text{C}$

Figure III-20: Influence de la température  $T_8$  sur le  $TEWI_{ht}$  globale pour  $Q_f=50 \text{ kW}$ ,  $T_c=50^\circ\text{C}$  et pour  $T_e= -30^\circ\text{C}, -40^\circ\text{C}$  et  $-50^\circ\text{C}$

Figure III-21: Influence de la température  $T_8$  sur le TEWI globale pour  $Q_f=50 \text{ kW}$ ,  $T_c=50^\circ\text{C}$  et pour  $T_e= -30^\circ\text{C}, -40^\circ\text{C}$  et  $-50^\circ\text{C}$

Figure III-22 : Influence de la température  $T_8$  sur la puissance consommée par le compresseur basse température pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40^\circ\text{C}$  et pour  $T_c = 50^\circ\text{C}$

Figure III-23 : Influence de la température  $T_8$  sur la puissance consommée par le compresseur haute température pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40^\circ\text{C}$  et pour  $T_c = 50^\circ\text{C}$

Figure III-24 : Influence de la température  $T_8$  sur la puissance globale consommée par les deux compresseurs pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40^\circ\text{C}$  et pour  $T_c = 50^\circ\text{C}$

Figure III-25 : Influence de la température  $T_8$  sur  $COP_{bt}$  pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40^\circ\text{C}$  et pour  $T_c = 50^\circ\text{C}$

Figure III-26 : Influence de la température  $T_8$  sur  $COP_{ht}$  pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40 \text{ °C}$  et pour  $T_c = 50 \text{ °C}$

Figure III-27: Influence de la température  $T_8$  sur  $COP_{global}$  pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40 \text{ °C}$  et pour  $T_c = 50 \text{ °C}$

Figure III-28 : Influence de la température  $T_8$  sur l'exergie détruite globale pour  $Q_f=50 \text{ kW}$ ,  $T_e=-40 \text{ °C}$  et pour  $T_c=50 \text{ °C}$ .

Figure III-29: Influence de la température  $T_8$  sur le rendement exergetique pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40 \text{ °C}$  et pour  $T_c = 50 \text{ °C}$

Figure III-30 : Influence de la température  $T_8$  sur le débit massique  $\dot{m}_{bt}$  pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40 \text{ °C}$  et pour  $T_c = 50 \text{ °C}$

Figure III-31: Influence de la température  $T_8$  sur le débit massique  $\dot{m}_{ht}$  pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40 \text{ °C}$  et pour  $T_c = 50 \text{ °C}$

Figure III-32 : Influence de la température  $T_8$  sur TEWI pour  $Q_f=50 \text{ kW}$ ,  $T_e=-40 \text{ °C}$  et pour  $T_c=50 \text{ °C}$

Figure III-33: Influence de la température  $T_8$  sur le débit massique  $\dot{m}_{bt}$  pour  $Q_f=50 \text{ kW}$ ,  $T_e=-40 \text{ °C}$  et pour  $T_c=50 \text{ °C}$

Figure III-34 : Influence de la température  $T_8$  sur le débit massique  $\dot{m}_{ht}$  pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40 \text{ °C}$  et pour  $T_c = 50 \text{ °C}$

Figure III-35 : Influence de la température  $T_8$  sur  $W_{global}$  pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40 \text{ °C}$  et pour  $T_c = 50 \text{ °C}$

Figure III-36 : Influence de la température  $T_8$  sur  $COP_{global}$  pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40 \text{ °C}$  et pour  $T_c = 50 \text{ °C}$

Figure III-37 : Influence de la température  $T_8$  sur l'exergie détruite globale pour  $Q_f=50 \text{ kW}$ ,  $T_e=-40 \text{ °C}$  et pour  $T_c=50 \text{ °C}$

Figure III-38 : Influence de la température  $T_8$  sur le rendement exergetique pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40 \text{ °C}$  et pour  $T_c = 50 \text{ °C}$

Figure III-39 : Influence de la température  $T_8$  sur  $TEWI_{global}$  pour  $Q_f=50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40 \text{ °C}$  et pour  $T_c = 50 \text{ °C}$ .

Figure III-40 : Influence de la température  $T_8$  sur le  $\Delta T_{sc \text{ bt}}$  pour  $Q_f=50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40 \text{ °C}$  et pour  $T_c=50 \text{ °C}$

Figure III-41 : Influence de la température  $T_8$  sur  $\Delta T_{scht}$  pour  $Q_f=50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40 \text{ °C}$  et pour  $T_c=50 \text{ °C}$

Figure III-42 : Influence de la température  $T_g$  l'efficacité des échangeurs pour  $Q_f=50$  kW,  $T_e = -40$  °C et pour  $T_c=50$ °C

Figure III-43 : histogramme des exergies détruites de chaque élément pour quatre différentes températures d'évaporation et de condensation et pour  $Q_f=50$  kW et pour  $T_c =50$  °C et  $T_e = -40$  °C.

## **Introduction générale**

Le froid industriel est une composante essentielle de nombreux secteurs de l'industrie, jouant un rôle crucial dans le processus de production et le maintien de conditions optimales pour certaines applications. Les machines frigorifiques et les fluides frigorigènes sont des éléments clés de cette technologie, permettant de générer et de maintenir des températures basses dans des installations industrielles.

Les machines frigorifiques sont des systèmes complexes conçus pour extraire la chaleur d'un espace ou d'un produit et la dissiper à un niveau de température supérieur. Elles utilisent un cycle thermodynamique basé sur l'évaporation et la condensation d'un fluide frigorigène pour accomplir ce processus. Ces machines sont couramment utilisées dans des secteurs tels que l'agroalimentaire, la chimie, la pharmaceutique, la logistique et bien d'autres, où la conservation du froid est essentielle.

Les fluides frigorigènes, quant à eux, sont des substances spécialement conçues pour transférer la chaleur à des températures extrêmement basses. Ils circulent à l'intérieur des machines frigorifiques, alternant entre les états liquide et gazeux à différentes pressions et températures. Au fil des années, différents fluides frigorigènes ont été développés, chacun avec ses propres caractéristiques et propriétés, afin de répondre aux exigences spécifiques des applications industrielles.

Cependant, il convient de noter que les fluides frigorigènes ont également un impact sur l'environnement. Certains fluides frigorigènes, tels que les chlorofluorocarbones (CFC) et les hydrochlorofluorocarbones (HCFC), ont été identifiés comme étant des substances appauvrissant la couche d'ozone et contribuant au réchauffement climatique. Par conséquent, des efforts considérables ont été déployés pour développer et utiliser des fluides frigorigènes plus respectueux de l'environnement, tels que les hydrofluorocarbones (HFC) et les hydrocarbures (HC).

Le travail présenté dans ce mémoire est relatif à l'étude énergétique, exergetique et environnementale d'une machine frigorifique bi-étagée.

L'inscrit donc dans le cadre de la recherche des systèmes améliorés pour la production du froid. On s'intéresse plus précisément sur les installations en cascade, et à l'influence de la température intermédiaire sur les performances des installations.

Le présent travail est divisé en trois chapitres :

Le premier chapitre vise à présenter les machines frigorifiques et des généralités des fluides frigorigènes.

L'objectif du second chapitre est de présenter le principe de fonctionnement d'une machine frigorifique en cascade et de faire une étude énergétique, exergetique de chaque composant de l'installation ainsi qu'une étude environnementale.

On termine par le troisième chapitre qui consistera à présenter les résultats pour cette étude sur l'influence de la température intermédiaire, ainsi que l'effet du sous refroidissement sur l'efficacité des installations.

# **CHAPITRE I : Généralités sur les fluides frigorigènes et les machines frigorifiques.**

## I.1 Introduction

La production du froid ne date pas d'hier vue qu'en 1600 un groupe de scientifique se sont aperçus qu'un mélange de neige et de sel abaissait la température de l'eau pour former de la glace,

La production du froid correspond en fait à un transfert de chaleur d'un milieu plus ou moins isolé vers un milieu extérieur .la chaleur évolue du milieu le plus chaud vers le milieu le plus froid.

La première machine de réfrigération fut apparue en 1834 elle a été inventée par Jacobs Perkins à Londres.

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

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

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

## I.2 Historique

Pour connaître le parcours, sur l'utilisation des fluides frigoporteurs, par rapport à la découverte des premiers cycles frigorifiques avec des fluides frigorigènes, il est essentiel d'énoncer les dates clefs, de l'évolution depuis la mise en place de fluides dans la production de froid.

- 1835 à 1860 - Ether diéthylique qui est le premier fluide frigorigène mis en place par Jacob Perkins et James Harrison.
- 1862 - Charles Tellier commence les premières expériences avec l'ammoniac.
- 1863 - Charles Tellier lance des expériences avec éther diméthylique  $\text{CH}_3\text{-O-CH}_3$
- 1866 - L'américain Thaddeus Sobieski Coulincourt Lowe se consacre au premiers fluides frigoporteurs qui est le  $\text{CO}_2$ . Mais les études ne dureront pas.
- 1869 à 1876 - Installation progressive de l'ammoniac dans un cycle à compression par Charles Tellier, Beath, Francis de Coppet et surtout grâce à l'allemand Carl von Linde.  
1875 – Apparition du  $\text{SO}_2$  de la part de Raoul Pictet.
- 1878 – Arrivée du fluide frigorigène chlorure de méthyle par le français C. Vincent  $\text{CH}_3\text{Cl}$ .

- 1930 à 1980 - Les CFC (chlorofluorocarbone) puis HCFC (hydrochlorofluorocarbone) sont instaurés par Swarts puis Midgley.
- 1980 – Début pour les HFC (hydrofluorocarbone).
- 1990 - Retour du  $CO_2$  par G. Lorentzen.
- 1995 - Arrêt de production des CFC depuis le protocole de Montréal.
- 1987. En raison d'une trop forte production de gaz à effet de serre.
- 2000 - Avec le règlement européen les CFC doivent être remplacés par les HCFC ou HFC.
- 2004 – les HCFC sont remplacés par les HFC.
- 2010 – Arrêt de l'utilisation des HCFC dans les derniers types d'installation neuves et les HCFC vierge à la maintenance.
- En 2015 tous les HCFC auront dus tous être remplacés dans les installation frigorifiques par des HFC. [1]

### I.3 Classification des fluides frigorigènes

En général, les réfrigérants sont bien connus comme des fluides qui absorbent la chaleur pendant l'évaporation. Ces réfrigérants, qui fournissent un effet de refroidissement pendant le changement de phase à partir d'un liquide à la vapeur, sont couramment utilisés dans de nombreuses applications, y compris la réfrigération, la climatisation et les systèmes de pompe à chaleur, ainsi que les processus chimiques. [2]

Bien que la classification des fluides frigorigènes ne soit pas une tâche facile, il existe de nombreux types de regroupements présentés dans la littérature qui tiennent compte de divers critères, tels que les produits chimiques composition, propriétés thermo physiques, fonctionnalité, domaine d'application, impact sur l'environnement, coût et viabilité commerciale ainsi que l'artificialité ou la naturalité.

#### **CFC : abréviation de chlorofluorocarbone:**

Les CFC sont des composés chimiques commercialement appelés Fréon. Incolores, inodores, ininflammables, non-corrosifs à l'état gazeux ou liquide, ils ne sont pas intrinsèquement toxiques, mais certains de leurs produits de décomposition peuvent être dangereux.

Le plus connu des CFC était le R12 dont ( $ODP = 1, GWP_{100} = 10200$ )[2] et la température d'ébullition à la pression atmosphérique =  $-29.8^{\circ}C$

En 1987 à Montréal, les principaux pays producteurs de CFC et de Halons décidèrent d'en stopper la production. En Europe, depuis le 1er octobre 2000, les CFC ne peuvent plus être mis sur le marché et doivent être impérativement récupérés et détruits depuis le 1er janvier 2002.[2]

**HCFC : abréviation de hydrochlorofluorocarbone:**

Dérivés pétroliers, les hydro-chlorofluorocarbures (HCFC), notamment utilisés comme fluides réfrigérants dans les unités de climatisation, entrent dans la fabrication des isolants synthétiques, ces substances remplacent depuis 1995 les chlorofluorocarbures (CFC), dont on avait établi la responsabilité sur l'appauvrissement de la couche d'ozone. Bien que beaucoup moins polluants, les HCFC restent nuisibles pour l'environnement.

**Les HFC : abréviation de hydrofluorocarbone:**

Les HFC, sont des gaz principalement utilisés comme réfrigérants dans les climatiseurs et les réfrigérateurs, ou encore comme agents de propulsion dans les aérosols, ils sont constitués d'atomes de carbone, de fluor et d'hydrogène.

Ils n'affectent pas directement la couche d'ozone car ils ne contiennent pas de chlore, contrairement aux CFC, mais sont de puissants gaz à effet de serre

Le plus connu des HFC est le R134a. ( $ODP = 0$ .  $GWP_{100} = 1300$ ), température d'ébullition à la pression atmosphérique :  $-26,08\text{ °C}$ [2].

L'indice « a » indique que la molécule est isométrique.

Constitution la molécule : 2 atomes de carbone, 2 atomes d'hydrogène et 4 atomes de fluor. Le R134a est à ce jour très utilisé, cependant, son potentiel de réchauffement étant relativement élevé (1300), son remplacement par des fluides à faible  $GWP$  est à présent envisagé [6].

**Les azéotropes :**

Un azéotrope, en revanche, est un mélange de substances qui s'évaporent ou se condensent à des températures constantes, indépendamment de la composition. Dans un azéotrope, les différentes substances se comportent comme une seule substance chimique, avec des propriétés constantes lors de l'évaporation et de la condensation. Cela signifie que la composition de la phase gazeuse reste constante tout au long du processus d'évaporation et la composition de la phase liquide reste également constante lors de la condensation.

Les azéotropes sont souvent utilisés comme fluides de travail dans les procédés industriels et les systèmes de distillation

Exemple d'azéotrope : le R507A dont la composition est la suivante : 50 % de R125 ; 50 % de R134a ( $ODP = 0$   $GWP_{100} = 3985$ ) et la température d'ébullition à la pression atmosphérique :  $-47,1\text{ °C}$ . [2]

**Les zéotropes:**

Un fluide zéotrope est un mélange de substances qui s'évaporent et se condensent à des températures différentes sur une plage de composition spécifique. Lorsque le fluide zéotrope s'évapore, les différentes substances se séparent en fractions avec des compositions différentes, ce qui signifie que la composition de la phase gazeuse en évaporation varie au fur et à mesure que l'évaporation se produit. De même, lors de la condensation, les fractions se condensent à des températures différentes. Les fluides zéotropes sont souvent utilisés dans les systèmes de

réfrigération et de climatisation, où leurs propriétés variables peuvent être exploitées pour des performances optimales.

### Les fluides naturels :

Les seuls fluides naturels sont en fait l'air et l'eau. Le  $CO_2$ , le propane, l'isobutane et l'ammoniac sont tous transformés chimiquement. Dire qu'ils sont naturels n'est donc pas exact, il vaut mieux les qualifier de fluides à faible GWP. Ils sont classés dans la série des R700. L'appellation normalisée est R700 auquel il faut ajouter la valeur de la masse moléculaire.

Exemple :

- L'eau ( $H_2O$ ) =  $R(700 + 2 + 16) = R718$ .

-L'ammoniac ( $NH_3$ ) =  $R(700 + 14 + 3) = R717$  ( $ODP = 0$   $GWP_{100} = 0$ ) [2].

-Le dioxyde de carbone ( $CO_2$ ) =  $R(700 + 12 + 32) = R744$ , ( $ODP = 0$   $GWP = 1$ ) [2].

### Les hydrocarbures (HC) :

Il s'agit de composés chimiques dont la molécule ne contient que du carbone et de l'hydrogène. Ces fluides étant très inflammables, leur utilisation est limitée aux petites puissances, par exemple le froid domestique et dans les équipements hermétiques scellés. Par ailleurs, la manipulation de ces fluides demande une formation spécifique préalable.

### Les HFO abréviation de hydrofluorooléfine:

Il s'agit là de fluides de synthèse. Les HFO sont des fluides récents qui ont un ODP nul et une faible capacité d'échange global. Ces derniers s'expliquent par la faible durée de vie de la molécule dans l'atmosphère. La gamme des HFO est déjà importante, citons par exemple :

– le solstice yf : HFO-1234 yf ( $GWP = 4$  selon IPCC 4 et inférieur à 1 selon IPCC 5)[2]

– le solstice ze : HFO-1234 ze ( $GWP = 7$  selon IPCC 4 et inférieur à 1 selon IPCC 5) [2]

– le solstice zd : HFO-1233 zd. ( $GWP = 5$  selon IPCC 4 et 1 selon IPCC 5) [2].

#### I.3.1 Les fluides et l'environnement

**GWP :** Le GWP (Global Warming 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 (ODP) 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, 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 :**  $CO_2$  présente l'avantage d'être un fluide naturel avec un GWP très faible 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, apparait avec l'utilisation de ses gaz réfrigérants.

**Les HC:** Les hydrocarbures utilisés comme frigorigènes sont chimiquement stables sur une large gamme de températures, non toxiques et respectueux de l'environnement avec un GWP extrêmement faible et un ODP nul. Les hydrocarbures ont également d'excellentes propriétés thermodynamiques ainsi que des propriétés physiques et chimiques qui les rendent particulièrement écoénergétiques.

**Les HFC :** Les HFC sont les substituts des CFC et HCFC, ces réfrigérant 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. [3]

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

Parmi les différents réfrigérants qui existent aujourd'hui, il est clair qu'il n'y a pas de réfrigérant idéal. L'état de fonctionnement ne peut pas convenir à d'autres équipements. Dans cette optique, cependant, il est nécessaire d'établir des critères importants permettant de caractériser et de sélectionner les fluides frigorigènes pour des applications spécifiques.

Quatre critères importantes et obligatoires ont été définis pour permettre une sélection rationnelle des fluides frigorigènes, à savoir :

- Critères thermodynamiques (atteinte d'un rendement optimal).
- Normes de sécurité (toxicité, inflammabilité) et environnementales.
- Critères physico-chimiques (environnement de refroidissement, matériaux mécaniques, Influence sur l'huile de lubrification).
- Les critères économiques.

D'une manière générale les fluides frigorigènes utilisés doivent satisfaire aux critères suivants:

### I.4.1 Critères thermodynamiques

Parmi les critères thermodynamiques à prendre en considération, on peut retenir entre autres : la température d'ébullition, la température critique, la chaleur latente de vaporisation, le taux de compression, efficacités des échanges thermique, efficacité frigorifique et la capacité thermique volumique.

➤ **Température d'ébullition :**

Le fluide frigorigène doit avoir une température de vaporisation sous la pression atmosphérique suffisamment basse afin de soutirer la chaleur à une pression légèrement supérieure à la pression atmosphérique et ainsi éviter la pénétration des contaminants préjudiciables à la fiabilité des circuits frigorifiques [4].

➤ **Chaleur latente de vaporisation :**

Le fluide frigorigène doit présenter une chaleur latente élevée dans le domaine des températures de fonctionnement, et en ce vue de la réduction du débit dans l'installation et de l'obtention d'un coefficient d'un transfert thermique élevé [5].

➤ **Température critique :**

La température critique doit être largement supérieure à celle de la condensation. A mesure qu'elle s'approche du point critique, la chaleur latente diminue [6].

➤ **Taux de compression :**

Le rapport de compression entre la pression de sortie et la pression d'aspiration doit être aussi faible que possible.

➤ **Efficacités des échanges thermiques :**

Les coefficients de convections pour la condensation ou l'évaporation des réfrigérants variant considérablement d'un réfrigérant à l'autre.

➤ **Efficacité frigorifique :**

Pour maximiser l'efficacité énergétique, il est avantageux de maximiser l'efficacité du refroidissement. Cette dernière n dépend que de la température du liquide et de la source.

➤ **Capacité thermique volumique élevé :**

Elle est définie comme la quantité d'air froid produit par unité de volume de liquide aspiré par le compresseur. Au fur et à mesure que ce montant augmente, l'échangeur de chaleur est inclus dans le prix de l'installation car non seulement le compresseur consomme moins de débit volumétrique pour une puissance frigorifique donnée, mais les dimensions du compresseur diminuent également.

#### **I.4.2 Critères de sécurité et d'environnement**

Les normes de sécurité incluent la sécurité des personnes ou des utilisateurs. Ce critère est choisi en fonction des dangers posés par les propriétés physico-chimiques du fluide frigorigène. Cela concerne : L'inflammabilité, l'explosibilité, la toxicité, la neutralité et la compatibilité vis-à-vis de tout ce qui entre en contact avec le frigorigène et la pollution de l'environnement.

En cas de fuite accidentelle, le fluide frigorigène doit être combustible, non explosif quelle que soit sa concentration dans l'air ambiant, neutre et compatible avec l'environnement, notamment avec les équipements frigorifiques.

### **I.4.3 Critères physico-chimiques**

Les critères physico-chimiques concernent essentiellement le type de machine et son interaction avec le fluide frigorigène.

La stabilité chimique dépend des conditions de fonctionnement de la machine. Température de fonctionnement (sortie compresseur), compatibilité avec différents matériaux (métaux, plastiques, etc.). Compatibilité telle que la compatibilité avec l'huile lubrifiante et la réactivité chimique.

Hygroscopicité mesure l'affinité d'un réfrigérant pour la vapeur d'eau. Les composés hydratés formés lors de la décomposition du fluide frigorigène peuvent se présenter sous forme de glace (solide) à basse température dans le circuit basse pression. Ces hydrates peuvent obstruer le trajet d'écoulement du dispositif de détente et provoquer un dysfonctionnement ou un dysfonctionnement.

Compte tenu du coût des réfrigérants et des inconvénients associés à la pollution de l'air. Les fuites de réfrigérant sont faciles à détecter et sensibles de sorte que les circuits de réfrigérant doivent être aussi étanches que possible et faciles à nettoyer en interne si une fuite accidentelle est détectée.

### **I.4.4 Critères économiques**

Avant tout, les critères économiques l'emportent sur tous les critères lors du choix d'un fluide frigorigène, suivant le critère économique, les aspects considérés sont :

- bien sûr, le coût est également faible et le prix de revient est compétitif.
- Disponibilité et facilité d'approvisionnement.
- Transport facile et système de stockage simple.

## **I.5 Procédés de production du froid**

Il existe deux procédés de production du froid :

- Le procédé purement physique : changement d'état avec compression puis détente
- Le procédé physico-chimique : échange de chaleur mis en jeu par l'absorption ou la désorption d'un gaz dans un liquide.

Toute transformation endothermique peut constituer un procédé capable de produire du froid soit :

- Fusion d'un solide.
- Sublimation d'un solide.
- Vaporisation d'un liquide...
- Détente d'un gaz.
- Effet Peltier, Thomson.
- Dissolution des solides, liquide et gaz.

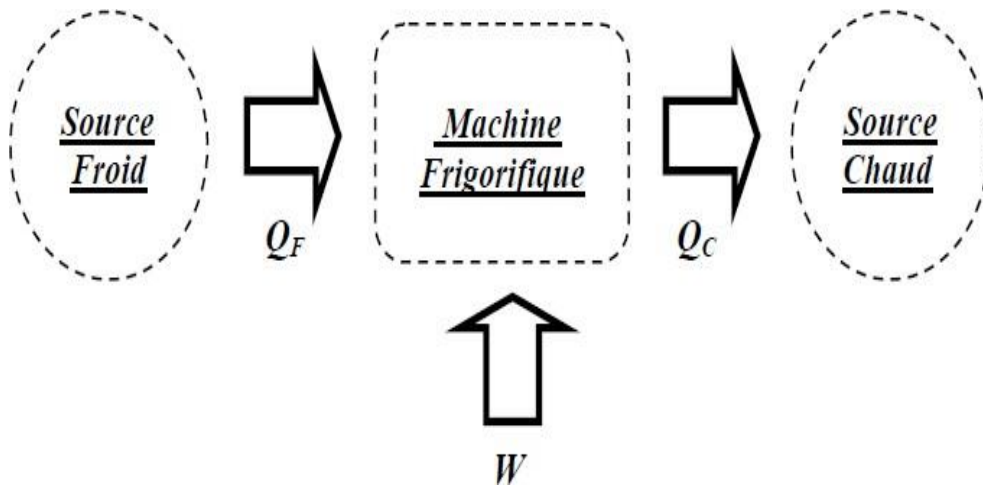
Les machines les plus courantes fonctionnent en vaporisant le fluide frigorigène dans la chambre froide. C'est précisément au cours de cette opération que la chaleur est absorbée.

Afin de produire du froid il est nécessaire de réaliser un cycle à partir d'une combinaison en deux phénomènes Endothermiques –exothermique. Les machines frigorifiques seront donc au moins bi-thermes [7].

## I.6 Machines frigorifiques

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'Energie ce cycle comprend quatre étapes : compression, condensation détente, évaporation



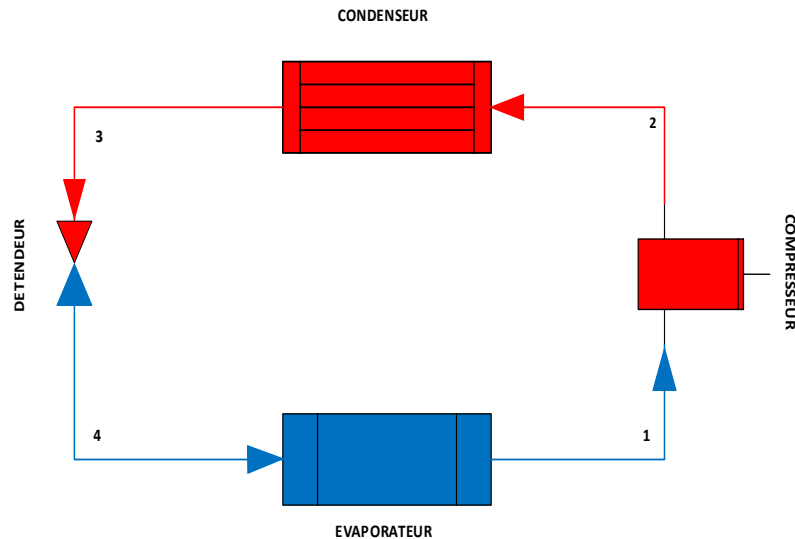
**Figure I.1 :** Diagramme énergétique d'une machine frigorifique.

### I.6.1 Machine frigorifique à compression de vapeur

Le système frigorifique à compression de vapeur le plus courant fonctionne grâce à un frigorigène situé dans un circuit fermé comprenant un compresseur, un condenseur, un organe de détente, un évaporateur et des tuyauteries de raccordement comme indique la figure (**Figure I.2**).

La vapeur du frigorigène comprimé à haute pression est condensée à haute température dans le condenseur par transfert de chaleur  $Q_c$  vers le milieu environnant. La pression du frigorigène à l'état liquide est réduite dans le détendeur.

À basse pression et basse température, le frigorigène se vaporise, ce qui permet d'extraire la chaleur  $Q_e$  de la substance à refroidir. Pour compléter le cycle, à la sortie de l'évaporateur, la vapeur du frigorigène à basse pression est comprimée et portée à haute pression par le compresseur. La chaleur totale rejetée au niveau du condenseur correspond à la somme de la chaleur extraite à l'évaporateur et de l'énergie ( $W_c$ ) consommée par le compresseur [8].

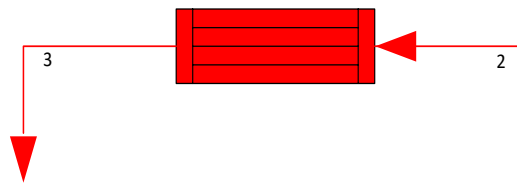


**Figure I.2 :** Schéma d'un système frigorifique à compression de vapeur mono-étagé

### I.6.2 Composants d'une machine frigorifique

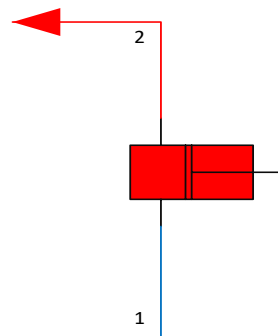
**Condenseur :** Le condenseur est un échangeur thermique, il récupère le fluide frigorigène à l'état gazeux sous haute pression venant de compresseur, pour refroidir le fluide frigorigène afin de le rendre à l'état liquide ou saturant en cédant de la chaleur.

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



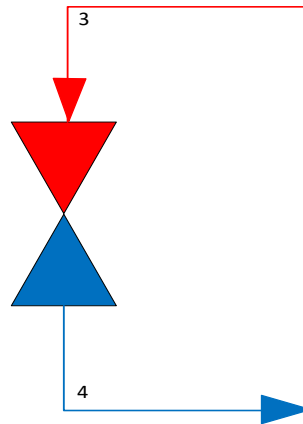
**Figure I-3 :** schéma d'un condenseur.

**Compresseur :** Un compresseur est un dispositif mécanique utilisé pour comprimer un fluide, généralement un gaz, en augmentant sa pression. Il s'agit d'une machine qui utilise une source d'énergie, telle qu'un moteur électrique, un moteur à combustion interne ou une turbine, pour augmenter l'énergie cinétique du fluide en le comprimant.



**Figure I.4 :** schéma d'un compresseur.

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



**Figure I.5** : schéma d'un détendeur.

**Évaporateur** : 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.

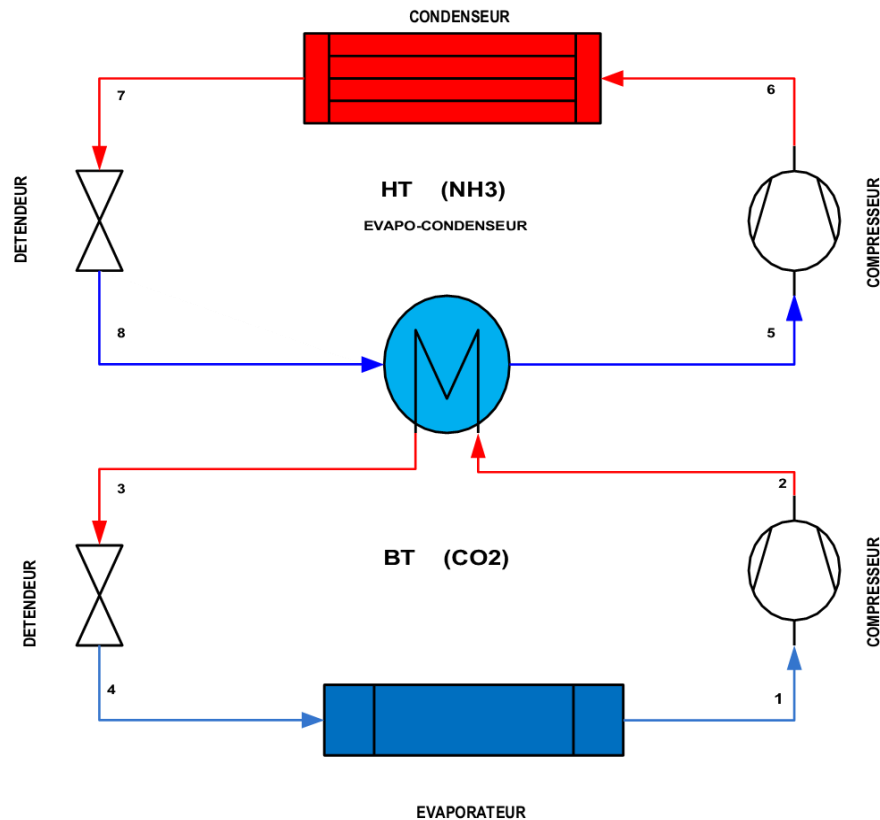


**Figure I.6** : schéma d'un évaporateur.

## I.7 Circuit frigorifique en cascade

Les machines frigorifiques à cascade sont des systèmes de réfrigération qui utilisent deux sous circuits frigorifiques distincts pour atteindre de très basses températures. Elles sont principalement utilisées dans des applications nécessitant des températures extrêmement basses, telles que la recherche scientifique, l'industrie pharmaceutique et la cryogénie.

Les machines frigorifiques à cascade offrent plusieurs avantages par rapport aux systèmes de réfrigération traditionnels. Elles permettent d'atteindre des températures beaucoup plus basses que ce qui est impossible avec un seul circuit frigorifique. De plus, elles offrent une meilleure efficacité énergétique, car l'énergie thermique rejetée par l'étage inférieur est récupérée pour refroidir l'étage supérieur, réduisant ainsi les pertes d'énergie.



**Figure I.7 :** Circuit frigorifique en cascade.

### I.7.1 Les composants d'un circuit frigorifique en cascade à deux étages

L'installation d'une unité de réfrigération à cycle en cascade à deux étages comprend les principaux équipements suivants :

- Deux compresseurs, un pour le cycle à basse température et un pour le cycle à haute température.
- Un évaporateur pour les cycles à basse température et un condenseur pour les cycles haute température.
- Un échangeur situé entre les deux cycles, assurant d'une part la condensation du fluide frigorigène du cycle à basse température, et d'autre part la vaporisation du fluide frigorigène du cycle à haute température.
- Deux détendeurs un pour le cycle basse température et un pour le cycle haute température.

### I.7.2 Principe de fonctionnement du circuit frigorifique en cascade à deux étages

Une machine frigorifique à cascade comprend deux circuits frigorifiques distincts, généralement désignés comme étage supérieur et étage inférieur. L'étage inférieur utilise un réfrigérant à basse température, tel que l'azote liquide ou l'hélium, pour atteindre une température très basse. L'étage supérieur utilise un réfrigérant à température intermédiaire, tel que le R134a ou l'ammoniac, pour extraire la chaleur à une température plus élevée.

Le multiétage implique une ou plusieurs pressions intermédiaires entre les pressions du rejet et d'absorption de chaleur, et une série de compresseurs fonctionnant entre des intervalles

de pression successifs. Le cycle en cascade est simplement une chaîne de cycles de compression de vapeur à un étage fonctionnant en série, de sorte que le condenseur d'un cycle à basse température fournit l'apport de chaleur à l'évaporateur du cycle à haute température [9].

Dans le cas d'une cascade frigorifique à deux étages, l'étage à haute pression possède une source chaude (condenseur) classique refroidie par air ou par pulvérisation d'eau. Sa source froide (évaporateur) est en contact avec la source chaude de l'étage basse pression 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, Au niveau de l'évaporateur, on préfère en principe maintenir des pressions supérieures à la pression atmosphérique, pour éviter tout risque d'introduction d'humidité dans le circuit [10].

La table I.1 présente les différentes caractéristiques du fluide frigorigène dans chaque point du cycle en cascade :

Emplacement du fluide	Niveau de pression	Etat de fluide	Niveau de température
Compresseur (1-2)	Passage en haute pression du 1 <sup>er</sup> étage (MP)	Gazeux	Passage à température élevée du 1 <sup>er</sup> étage
Echangeur (2-3)	Haute pression du 1 <sup>er</sup> étage (MP)	Passage à l'état liquide	Passage de la température élevée vers la température de saturation du fluide du 1 <sup>er</sup> étage
Détendeur (3-4)	Passage à basse Pression (BP)	Liquide	Passage à basse température du 1 <sup>er</sup> étage
Evaporateur (4-1)	Basse pression	Passage à l'état gazeux	Température basse du 1 <sup>er</sup> étage
Compresseur (5-6)	Passage en haute Pression du 2 <sup>ème</sup> étage (HP)	Gazeux	Passage à température élevée du 2 <sup>ème</sup> étage
Condenseur (6-7)	Haute pression du 2 <sup>ème</sup> étage (HP)	Passage à l'état liquid	Passage de la température élevée vers la température de saturation Du fluide du 2 <sup>ème</sup> étage
Détendeur (7-8)	Passage à basse Pression du 2 <sup>ème</sup> étage (MP)	Liquide	Passage à basse température du 2 <sup>ème</sup> étage
Echangeur (8-5)	Basse pression (MP)	Passage à l'état gazeux	Température basse du 2 <sup>ème</sup> étage

**Tableau I.1** : Les différentes caractéristiques du fluide dans le cycle en cascade [11].

## I.8 Etat de l'art

En 2006 **T.S.Lee et al [12]** ont fait une étude exhaustive sur la température de condensation idéal pour un condenseur en cascade fonctionnant au  $CO_2/NH_3$ . Les auteurs ont utilisé des modèles thermodynamiques pour évaluer le comportement du système en tenant compte de paramètres tels que la température d'évaporation, la température ambiante, le sous-refroidissement et la surchauffe. Les résultats ont donné l'intervalle de température de  $-15^\circ C$  à  $1.15^\circ C$ , comme meilleur intervalle pour l'évapo-condenseur à  $T_c = 35^\circ C, T_e = -50^\circ C$  et  $\Delta t = 5^\circ C$ . Plus tard en 2009, **J. A. Dopazo et al [13]** ont analysé un système de refroidissement en cascade dans lequel le  $CO_2$  et le  $NH_3$  agissant comme fluides de travail à basse et haute température, respectivement. Après les problèmes environnementaux liés au réchauffement climatique et l'appauvrissement consécutif de la couche d'ozone dû à l'utilisation de composés réfrigérants synthétiques, (CFC, HCFC et HFC) rencontrés ces dernières décennies, un retour à l'utilisation de matériaux naturels pour le refroidissement semble être la voie à suivre, meilleur choix à long terme. L'analyse a été effectuée sur la base d'un modèle mathématique qui a été validé sur la base de données expérimentale trouvée dans la littérature. Le COP d'un système et son rendement exergetique peuvent être exprimés en fonction des paramètres de fonctionnement. Les résultats montrent que le COP augmente de 70 % lorsque ( $T_e$ ) du  $CO_2$  passe de ( $-55^\circ C$  à  $-30^\circ C$ ) et diminue de 45 % lorsque ( $T_c$ ) du  $NH_3$  passe de ( $25^\circ C$  à  $50^\circ C$ ) et également diminue de 9 % lorsque  $\Delta T$  varie entre ( $3^\circ C$  et  $6^\circ C$ ). L'efficacité exergetique diminue d'environ 45 % et 9 % avec l'augmentation de  $T_c$  et  $\Delta T$ , respectivement. Trois ans plus tard, **J. A. Dopazo et al [14]** ont développé et testé un système prototype utilisant le  $CO_2$  comme réfrigérant à haute température et l'ammoniac comme réfrigérant à basse température. Il est utilisé pour assurer le refroidissement horizontal du congélateur à plaques de 9 kW à une  $T_e = -50^\circ C$  comme condition de conception. Il se compose d'un système de contrôle spécifique et d'un système d'acquisition de données. L'évaluation du test commence par les conditions réelles dans les paramètres de fonctionnement de conception. Plusieurs tests ont été réalisés en réglant quatre températures d'évaporation de  $CO_2$  ( $-50^\circ C, -45^\circ C, -40^\circ C$  et  $-35^\circ C$ ). A chaque ( $T_e$ ) évalué, la ( $T_c$ ) du  $CO_2$  a été variée de ( $17,5^\circ C$  à  $7,5^\circ C$ ) et sa valeur a été déterminé expérimentalement de manière optimale. Les discussions sur les résultats des tests incluent l'effet des paramètres de fonctionnement sur les performances.

**D. Dokandari et al [15]** ont fait une étude détaillée et une optimisation de nouveaux cycles de réfrigération utilisant des réfrigérants  $CO_2/NH_3$ . L'étude a examiné l'impact thermodynamique de l'utilisation d'un éjecteur sur les COP d'un cycle en cascade utilisant le couple de réfrigèrent citer précédemment comme fluides frigorigènes. L'analyse théorique des caractéristiques fonctionnelles, basée sur les principes de la première et de la deuxième loi de la thermodynamique, a révélé que le (COP) maximum et le rendement maximum de la deuxième loi étaient en moyenne 7 % et 5 % plus élevés que ceux du cycle conventionnel. De plus, les taux de destruction d'exergie étaient inférieurs d'environ 8 % par rapport au cycle conventionnel. Par conséquent, le nouveau cycle en cascade avec éjecteur-détente présente des perspectives prometteuses du point de vue thermodynamique et pratique pour la réfrigération.

**K. Salhi et al [16]** En 2018 ont étudié les performances d'un système de réfrigération à l'aide de modèles mathématiques et informatiques, ils ont examiné un système utilisant un type spécial de réfrigérant HFO à faible potentielle de réchauffement planétaire (GWP) meilleur

pour l'environnement et alimenté par l'énergie géothermique pour réduire l'impact environnemental du système. Les résultats montrent que le HFO offre des meilleures performances environnementales compris entre (0,184 et 0,595) par rapport au fluide à fort GWP. La même année **M. Turgut et al [17]** ont rédigé un article qui vise une comparaison des performances des systèmes de réfrigération en cascade utilisant différents fluides frigorigènes R744/R717, R744/R134a et R744/R1234yf. Pour ce faire, ils utilisent un algorithme afin d'obtenir les valeurs optimales de paramètres de conception, tels que la température du condenseur et de l'évaporateur, la température de condensation du R744, ainsi que la quantité de sous-refroidissement et de surchauffe en bas et en haut du cycle. Ils effectuent une optimisation de conception à plusieurs objectifs, qui vise à améliorer le *COP*, à maximiser la puissance de refroidissement et à minimiser les coûts opérationnels. Les résultats montrent que le système R744/R1234yf a le coût d'exploitation le plus bas ainsi que chaque combinaison a ses propres avantages et les performances de chaque combinaison de fluide frigorigènes dépendent des conditions de fonctionnement

**E. Mançuhana et al [18]** ont fait une étude en 2019 sur l'analyse comparative des systèmes de réfrigérations en cascade pour évaluer leurs performances et leur impact environnemental, les résultats suggèrent que les systèmes en cascade à deux étages ont de meilleures performances que les systèmes en cascade conventionnels et mixtes, mais ils peuvent également avoir un impact environnemental plus important. Les auteurs soulignent l'importance de sélectionner des réfrigérants à faible GWP et ODP et d'entretenir correctement le système pour minimiser les fuites de réfrigérant. La même année **Z.Sun et al [19]** ont examiné le domaine des options de réfrigérants à faible potentiel de réchauffement global (GWP) disponibles pour les systèmes de réfrigération en cascade à trois étages. L'étude fournit une analyse comparative de différents groupes de réfrigérants, évaluant leurs performances thermodynamique leur sécurité stabilité chimique. Les résultats suggèrent que les hydrofluorooléfines (HFO) et les mélanges azéotropiques, offrent des avantages notables en termes de GWP réduit par rapport aux réfrigérants traditionnels comme les hydrofluorocarbures (HFC) et les hydrochlorofluorocarbures. Non seulement ces fluides frigorigènes à faible GWP présentent des performances thermodynamiques louables, ils présentent également une stabilité chimique satisfaisante. Cependant, la sélection d'un réfrigèrent approprié nécessite de prendre en compte des facteurs tels que les (*COP*), les coûts, les réglementations environnementales et la sécurité. Un peu plus tard **Z.Sun et al [20]** ont rédigé un article qui explore l'analyse comparative des performances thermodynamiques d'un système de réfrigération en cascade au  $CO_2$  à l'aide de deux méthodes d'assistance : un détendeur et un refroidissement mécanique. L'étude visait à comparer l'efficacité de ces deux méthodes pour atteindre l'efficacité énergétique, le taux de refroidissement, l'efficacité du système et le coefficient de performance (*COP*). Les résultats de l'étude montrent que le refroidissement mécanique offre de meilleures performances thermodynamiques par rapport à la méthode du détendeur, avec un *COP* plus élevé, une puissance d'entraînement plus faible et une vitesse de refroidissement plus élevée.

Les auteurs ont également découvert que différents paramètres tels que les températures d'évaporation et de condensation, les pressions et les débits de réfrigérant peuvent influencer les performances des deux méthodes d'assistance.

**R. Roy et al [21].** Ont réalisé une étude numérique en 2019 afin d'évaluer les COP énergétiques, exergétiques, économiques et environnementales d'un système de réfrigération en cascade d'une puissance frigorifique de 50 kW. Ce système utilise quatre paires de réfrigérants différents, à savoir R41/R404A, R170/R404A, R41/R161 et R170/R161. L'utilisation de l'algorithme génétique a permis d'optimiser le système de réfrigération en utilisant différentes combinaisons de réfrigérants. L'objectif était de maximiser l'efficacité exergétique, de minimiser le coût total de l'installation et déterminer les conditions de fonctionnement correspondantes. Les résultats ont montré que les meilleures COP en termes d'efficacité exergétique et de coût étaient obtenus en utilisant les paires de fluides frigorigènes R41/R161 et R170/R161 par rapport à R41/R404A

**IpsitaDas et al [22]** ont réalisé une étude comparative en 2020 sur un système de réfrigération en cascade utilisant différentes paires de réfrigérants tels que R744, R134a, R717, R1234yf, R600, R1234ze et R290. Les résultats montrent que le système utilisant la paire de réfrigérants R744/R717 présente les performances énergétiques (*COP*) les plus élevées avec une valeur de 7,848 et les meilleures performances exergétiques (*ECOP*) équivalente à 0,9838, surpassant les autres combinaisons de réfrigérants étudiées. Le système R744/R600 a également montré de bonnes performances avec un COP de 7,741 et un ECOP de 0,9833.

**M.Amin et al [23]** en 2020 ont étudié les performances d'un système de réfrigération en cascade à compression de vapeurs à semi-effet par le biais d'analyses exergétique et énergétique à l'aide de modèle mathématique et de simulations informatiques. Les résultats de l'étude ont indiqué que le système de réfrigération en cascade à compression de vapeur semi-effet a d'excellentes performances énergétiques et exergétiques. Cette technologie atteint une efficacité énergétique élevée en utilisant efficacement l'énergie disponible dans le système. De plus, l'analyse exergétique a révélé que le système utilise efficacement l'exergie pour générer le travail souhaité.

**K. Singh et al [24]** en 2021 ont proposé une exploration complète du potentiel thermodynamique et économique des réfrigérants naturels dans le domaine de la réfrigération en cascade. Une optimisation thermo-économique est effectuée pour maximiser l'efficacité exergétique et minimiser le taux de coût global. Le modèle d'optimisation implique six variables de conception qui incluent les paramètres de sous-refroidissement et de désurchauffe, températures d'évaporation et de condensation LTC, température du condenseur HTC et différence de température en cascade. L'analyse comparative de vingt-deux paires de fluides frigorigènes naturels basée sur les résultats des optimisations thermodynamiques et économiques révèle que le R717/R290 est la paire la plus efficace et le R290/R1150 est la paire de réfrigérants la moins efficace sur le plan thermodynamique, tandis que la paire R717/R1270 est la meilleure elle améliore le coefficient de performance (COP) de 7,77 % et réduit le coût global du *COP* de 5,32 % comparativement à une paire de fluides frigorigènes  $NH_3/CO_2$  fonctionnant dans des conditions de fonctionnement identiques, en revanche le couple R600a/R290 se révèle économiquement défavorable.

**B. Gil et al [25]** ont réalisé en 2021 une étude sur l'utilisation de mélanges HFC/HFO comme réfrigérants pour les systèmes de réfrigération à compression de vapeur (VCRS). L'étude vise à évaluer les COP des mélanges HFC/HFO ; quatre nouveaux fluides frigorigènes

à trois composants ont été proposés, tous ont été créés utilisant des réfrigérants synthétiques et naturels à faible (GWP). Les mélanges consistaient en R32, R41, R161, R152a, R1234ze (E), R1234yf, R1243zf et RE170, l'analyse a porté sur deux cycles de refroidissement théoriques à des températures d'évaporation de 0 et  $-30$  °C et une température de condensation constante de 30°C. Les résultats montrent que les mélanges fonctionnent bien, offrent des avantages environnementaux en raison de leur faible GWP qui égal à 63 et leurs COP élevé relativement de 5.61.

**P. Kasi et al [26]** en 2023 ont fait une étude examine l'utilisation de systèmes de réfrigération en cascade pour réduire les émissions de dioxyde de carbone. Les CRS utilisent deux réfrigérants avec des points d'ébullition différents pour les cycles à haute et basse température, combinés à travers un échangeur de chaleur. Les réfrigérants R170, R32, R515B et R466A ont été évalués dans le cadre de cette étude. Des calculs et simulations ont été réalisés pour analyser les performances des différents fluides frigorigènes. La combinaison R515B/R170 s'est avéré la plus efficace semble être une option prometteuse pour réduire l'impact environnemental, offrant un meilleur (COP) de 3,781 avec une augmentation de la température de l'évaporateur. En utilisant ces réfrigérants alternatifs, les émissions du  $CO_2$  ont été réduites de 15%.

**R. Cabello et al [27]** ont effectués en 2023 une analyse comparative de l'efficacité énergétique des différents réfrigérants utilisés dans une configuration de réfrigération en cascade a été réalisée. Les réfrigérants examinés étaient le R744, le R134a, le R1234ze(E) ainsi que les réfrigérants naturels tels que le R290, le R1270 et le R600a. Les résultats ont indiqué que le R744, également connu sous le nom de dioxyde de carbone, était le réfrigérant le plus efficace en termes de capacité de refroidissement et d'efficacité énergétique. Le R1234ze(E) et le R134a ont également obtenu de bons résultats, bien que légèrement inférieurs à ceux du R744. En ce qui concerne les réfrigérants naturels, le R290 (propane) a démontré une efficacité énergétique prometteuse, suivi du R1270 (propène) et du R600a (isobutane).

**Z. Liu et al [28]** ont fait une étude sur l'utilisation des réfrigérants R290-R170 en 2023 dans une unité de réfrigération conçue pour stocker le vaccin du COVID19 à une température de  $-80$ °C. Les auteurs ont mené des tests expérimentaux pour évaluer les performances de cette unité de réfrigération. Ils ont utilisé des réfrigérants R290-R170, qui sont des mélanges d'hydrocarbures, comme alternative aux réfrigérants traditionnels. L'étude a évalué plusieurs paramètres, notamment la puissance de refroidissement, la consommation d'énergie et la stabilité de la température, afin de déterminer l'efficacité de l'unité. Les résultats ont indiqué que l'utilisation des réfrigérants R290-R170 offrait des performances d'environ 0,511 à 0,526 satisfaisantes, avec une bonne stabilité de température et une consommation d'énergie varie de 951 W à 978 W réduite par rapport aux réfrigérants conventionnels.

## I.9 Conclusion

D'après ce chapitre nous concluons que le système frigorifique a compression de vapeur est la machine de base dans le domaine du froid.

Il y'a plusieurs fluides frigorigènes utilisé dans le domaine de la réfrigération. Leur rôle est d'assurer le transfert de chaleur au niveau de l'installation, pour le bon choix d'un fluide ce dernier doit répandre à un certain nombre de critères.

Cette analyse bibliographique est une illustration de l'état de l'art concernant l'historique, les études expérimentales et théorique ainsi que les avancées technologiques réalisées dans le domaine d'application des systèmes frigorifique en cascade.

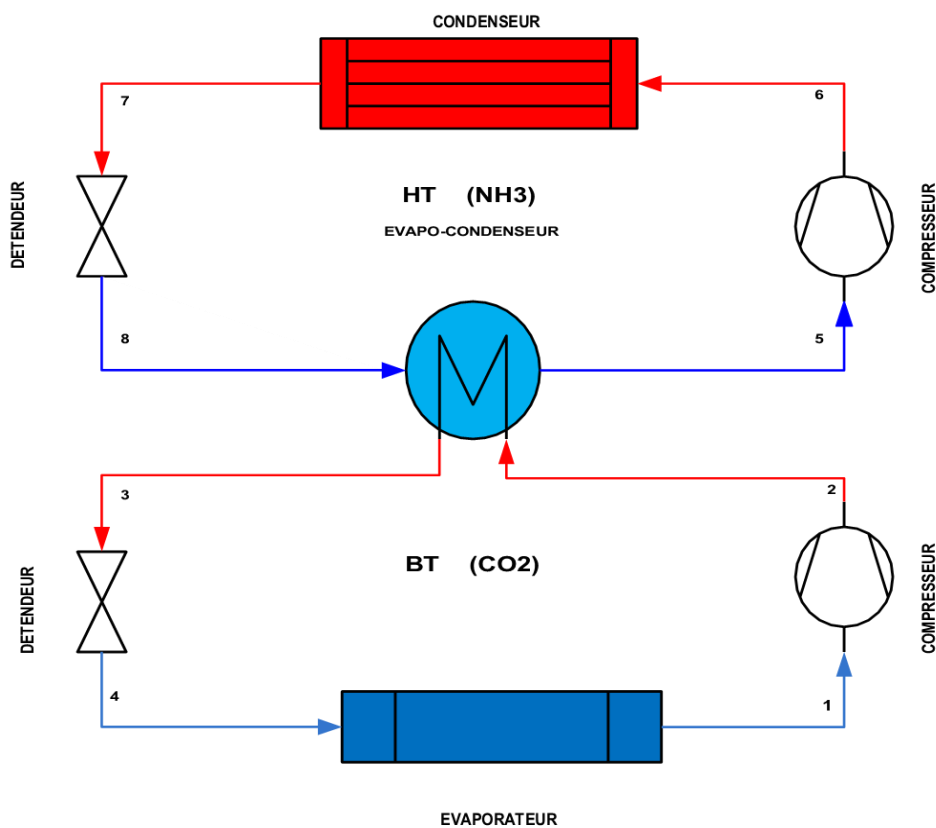
## **CHAPITRE II : Etude thermodynamique et environnementale**

## II.1 Introduction

Lorsque les besoins en froid se situent à des températures très basses, 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.

## II.2 Analyse énergétique et exérgétique et environnemental d'une machine frigorifique en Cascade



**Figure II.1** : Schéma de la machine frigorifique en cascade

Le système frigorifique en cascade comme montre la figure II.1 peut être étudié selon les différents bilans pour chacun de ces composants :

### Compresseur BT :

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

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_e \quad (\text{II-1})$$

- Bilan énergétique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

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

Avec :

$$h_2 = h_1 + \left( h_{2iso} - h_1 / \eta_{isoBT} \right) \quad (\text{II-3})$$

$$\eta_{iso} = 0.8981 - 0.092384 * \tau_1 + 0.00476 * \tau_1^2 \quad (\text{II-4})$$

$$\tau_1 = P_2 / P_e \quad (\text{II-5})$$

- Bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{gen} = \Delta\dot{S}_{sys} = 0 \quad (\text{II-6})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_2 - \dot{S}_1 \quad (\text{II-7})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{bt}s_2 - \dot{m}_{bt}s_1 = \dot{m}_{bt} (s_2 - s_1) \quad (\text{II-8})$$

- Bilan d'exergie :

Pour calculer l'exergie détruite on fait comme suit :

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

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

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} + \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II-11})$$

Avec :

$$\dot{E}x = \dot{m}(h - T_0 s) \quad (\text{II-12})$$

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

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W} - \dot{W}_{rev} \quad (\text{II-14})$$

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

$$\dot{W}_{rev} = \dot{E}x_2 - \dot{E}x_1 = \dot{m}_{bt} [h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1)] \quad (\text{II-15})$$

D'où :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_{bt} (h_2 - h_1) = \dot{m}_{bt} [h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1)] \quad (\text{II-16})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_{bt} T_0 (s_2 - s_1) \quad (\text{II-17})$$

$$\dot{E}x_{det} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (\text{II-18})$$

### Compresseur HT :

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

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

- Bilan énergétique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_c h_5 + \dot{W}_{HP} = \dot{m}_{ht} h_6 \quad (\text{II-20})$$

Avec :

$$h_6 = h_5 + \left( (h_{6iso} - h_5) / \eta_{iso ht} \right) \quad (\text{II-21})$$

$$\eta_{iso ht} = 0.85 - (0.046667 * \tau_2) \quad [27] \quad (\text{II-22})$$

$$\tau_2 = \frac{P_c}{P_5} \quad (\text{II-23})$$

- Bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{gen} = \Delta \dot{S}_{sys} = 0 \quad (\text{II-24})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in} \quad (\text{II-25})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{ht} s_6 - \dot{m}_{ht} s_5 = \dot{m}_{ht} (s_6 - s_5) \quad (\text{II-26})$$

- Bilan d'exergie :

Pour calculer l'exergie détruite on fait comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II-27})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II-28})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} + \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II-29})$$

Avec :

$$\dot{E}x = \dot{m} (h - T_0 \cdot s) \quad (\text{II-30})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W} - \dot{m}_{ht} [h_6 - h_5 - T_0 (s_6 - s_5)] \quad (\text{II-31})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W} - \dot{W}_{rev} \quad (\text{II-32})$$

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

$$\dot{W}_{rev} = \dot{E}x_6 - \dot{E}x_5 = \dot{m}_{ht} [h_6 - h_5 - T_0 (s_6 - s_5)] \quad (\text{II-33})$$

D'où :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_c (h_6 - h_5) - \dot{m}_{ht} [h_6 - h_5 - T_0 (s_6 - s_5)] \quad (\text{II-34})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_c T_0 (s_6 - s_5) \quad (\text{II-35})$$

$$\dot{E}x_{det} = T_0 \cdot \dot{S}_{gen} \quad (\text{II-36})$$

**Condenseur :**

- Le bilan de masse :

Le bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_{ht} \quad (\text{II-37})$$

- Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{ht}h_6 + \dot{Q}_c = \dot{m}_{ht}h_7 \quad (\text{II-38})$$

- Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{gen} = \Delta\dot{S}_{sys} = 0 \quad (\text{II-39})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in} \quad (\text{II-40})$$

$$\dot{S}_{gen} = \frac{\dot{Q}_c}{T_c} + \dot{m}_{ht}s_7 - \dot{m}_c s_6 \quad (\text{II-41})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{ht} \left( \frac{\dot{Q}_c}{T_c} + s_7 - s_6 \right) \quad (\text{II-42})$$

- Bilan d'exergie :

L'exergie détruite peut être calculée avec :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II-43})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_6 - \dot{E}x_7 - \dot{E}x_{\dot{Q}_c} \quad (\text{II-44})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_{ht} [h_6 - h_7 - T_0(s_6 - s_7)] - \dot{Q}_c \left( 1 - \frac{T_0}{T_c} \right) \quad (\text{II-45})$$

### Détendeur BT :

- Bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_{bt} \quad (\text{II-46})$$

- Bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{bt}h_3 = \dot{m}_{bt}h_4 \quad (\text{II-47})$$

- Bilan entropique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{gen} = \Delta\dot{S}_{sys} = 0 \quad (\text{II-48})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in} \quad (\text{II-49})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{bt}[s_4 - s_3] \quad (\text{II-50})$$

- Bilan d'exergie :

L'exergie détruite est calculée comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II-51})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II-52})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 = T_0 \cdot \dot{S}_{gen} = T_0 \dot{m}_{bt}(s_4 - s_3) \quad (\text{II-53})$$

### Détendeur HT :

- Bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_{ht} \quad (\text{II-54})$$

- Bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{ht}h_7 = \dot{m}_{ht}h_8 \quad (\text{II-55})$$

- Bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{gen} = \Delta\dot{S}_{sys} = 0 \quad (\text{II-56})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in} \quad (\text{II-57})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{ht}[s_8 - s_7] \quad (\text{II-58})$$

- Bilan d'exergie :

L'exergie détruite est calculée comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II-59})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II-60})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_7 - \dot{E}x_8 = T_0 \cdot \dot{s}_{gen} = T_0 \dot{m}_{ht} (s_8 - s_7) \quad (\text{II-61})$$

### Evaporateur :

- Le bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_{bt} \quad (\text{II-62})$$

- Bilan énergétique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{bt} h_4 = \dot{Q}_f + \dot{m}_{bt} h_1 \quad (\text{II-63})$$

- Bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

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

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

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_{bt} s_1 - \dot{m}_{bt} s_4 - \frac{\dot{Q}_f}{T_e} \quad (\text{II-66})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_{bt} \left( s_1 - s_4 - \frac{\dot{Q}_f}{T_e} \right) \quad (\text{II-67})$$

- Bilan d'exergie :

L'exergie détruite est calculée comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II-68})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II-69})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_4 - \dot{E}x_1 + Ex_{\dot{Q}_f} \quad (\text{II-70})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_{bt} [h_4 - h_1 - T_0(s_4 - s_1)] - \left[ -\dot{Q}_f \left( 1 - \frac{T_0}{T_e} \right) \right] \quad (\text{II-71})$$

**Evapo- condenseur :**

- Bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{gen} = \Delta\dot{S}_{sys} = 0 \quad (\text{II-72})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in} \quad (\text{II-73})$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{bt} s_3 + \dot{m}_{ht} s_5 - \dot{m}_{bt} s_2 + \dot{m}_{ht} s_8 \quad (\text{II-74})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_{bt}(s_3 - s_2) + \dot{m}_{ht}(s_5 - s_8) \quad (\text{II-75})$$

- Bilan d'exergie :

L'exergie détruite est calculée comme suit :

$$\dot{Ex}_{in} - \dot{Ex}_{out} - \dot{Ex}_{det} = 0 \quad (\text{II-76})$$

$$\dot{Ex}_{det} = \dot{Ex}_{in} - \dot{Ex}_{out} \quad (\text{II-77})$$

$$\dot{Ex}_{det} = \dot{Ex}_2 + \dot{Ex}_8 - \dot{Ex}_3 - \dot{Ex}_5 \quad (\text{II-78})$$

$$\dot{Ex}_{det} = \dot{m}_{bt} [h_2 - h_3 - T_0(s_2 - s_3)] + \dot{m}_{ht} [h_8 - h_5 - T_0(s_8 - s_5)] \quad (\text{II-79})$$

- Puissance consommée par le compresseur 1 :

$$\dot{W}_{bt} = \dot{m}_{bt}(h_2 - h_1) \quad (\text{II-80})$$

- Puissance consommée par le compresseur 2 :

$$\dot{W}_{ht} = \dot{m}_{ht}(h_6 - h_5) \quad (\text{II-81})$$

- Puissance globale consommée :

$$\dot{W}_{global} = \dot{W}_{bt} + \dot{W}_h \quad (\text{II-82})$$

- Coefficient de performance de l'installation :

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}_{global}} \quad (\text{II-83})$$

- Exergie détruite global

$$\dot{E}x_{det\ global} = \sum \dot{E}x_{det} \quad (\text{II-84})$$

- Rendement exergetique :

$$\eta_{exe} = \frac{\dot{W}_{global} - \dot{E}x_{det\ global}}{\dot{W}_{global}} \quad (\text{II-85})$$

Bilan environnementale :

$$TEWI_{direct} = (GWP * L * N) + (GWP * m + (1 - a)) \quad (\text{II-86})$$

$$TEWI_{indirect} = E * \beta * N \quad (\text{II-87})$$

$$TEWI_{global} = TEWI_{direct} + TEWI_{indirect} \quad (\text{II-88})$$

Avec :

$m$  : la charge du réfrigèrent .

$L$ : *taux de fuite par ans* .

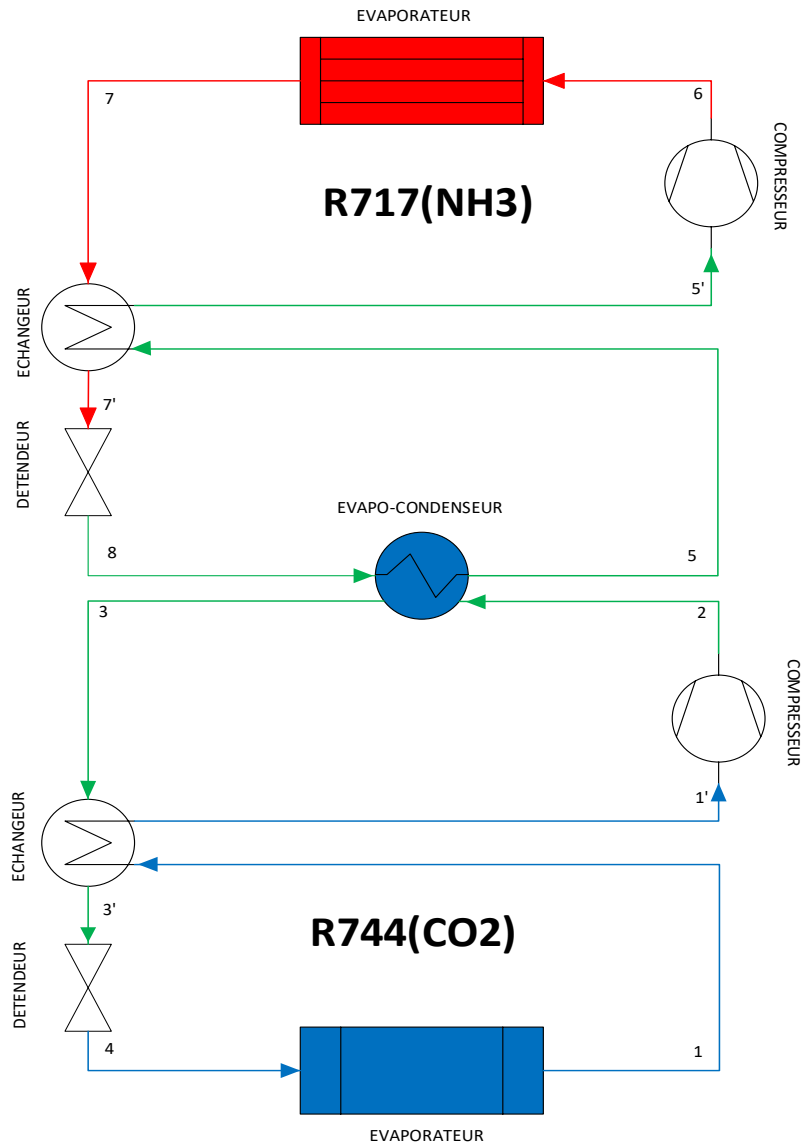
$N$ :Durée de vie du système.

$\alpha$ : Facteur de récupération.

$\beta$  : facteur d'émission indirecte.

$E$  : consommation d'énergie par le compresseur par ans.

### II.3 Analyse énergétique exérgétique et environnementale d'une machine frigorifique en Cascade avec deux échangeurs internes



**Figure II.2 :** Schéma de la machine frigorifique en cascade avec échangeurs

#### Compresseur BT :

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

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_{bt} \quad (\text{II-89})$$

- Bilan énergétique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{bt}h_{1'} + \dot{W}_{bt} = \dot{m}_{bt}h_2 \quad (\text{II-90})$$

Avec :

$$h_2 = h_{1'} + \left( (h_{2iso} - h_{1'}) / \eta_{iso\ bt} \right) \quad (\text{II-91})$$

$$\eta_{iso} = 0.8981 - 0.092384 * \tau_1 + 0.00476 * \tau_1^2 \quad (\text{II-92})$$

$$\tau_1 = P_2 / P_e \quad (\text{II-93})$$

- Bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta\dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{II-94})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{II-95})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_{bt}s_2 - \dot{m}_{bt}s_{1'} = \dot{m}_{bt} (s_2 - s_{1'}) \quad (\text{II-96})$$

- Bilan d'exergie :

Pour calculer l'exergie détruite on fait comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II-97})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II-98})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} + \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II-99})$$

Avec :

$$\dot{E}x = \dot{m}(h - T_0s) \quad (\text{II-100})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W} - \dot{m}_{bt} [h_2 - h_{1'} - T_0(s_2 - s_{1'})] \quad (\text{II-101})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W} - \dot{W}_{rev} \quad (\text{II-102})$$

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

$$\dot{W}_{rev} = \dot{E}x_2 - \dot{E}x_{1'} = \dot{m}_{bt} [h_2 - h_{1'} - T_0 (s_2 - s_{1'})] \quad (\text{II-103})$$

D'où :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_{bt} (h_2 - h_{1'}) - \dot{m}_{bt} [h_2 - h_{1'} - T_0 (s_2 - s_{1'})] \quad (\text{II-104})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_{bt} T_0 (s_2 - s_{1'}) \quad (\text{II-105})$$

$$\dot{E}x_{det} = T_0 \dot{s}_{gen} \quad (\text{II-106})$$

### Compresseur HT :

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

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_{ht} \quad (\text{II-107})$$

- Bilan énergétique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{ht} h_5 + \dot{W}_{ht} = \dot{m}_{ht} h_6 \quad (\text{II-108})$$

Avec :

$$h_6 = h_{5'} + \left( (h_{6iso} - h_{5'}) / \eta_{iso ht} \right) \quad (\text{II-109})$$

$$\eta_{iso ht} = 0.85 - (0.046667 * \tau_2) \quad (\text{II-110})$$

$$\tau_2 = \frac{P_c}{P_5} \quad (\text{II-111})$$

- Bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta \dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{II-112})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{II-113})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_{ht} s_6 - \dot{m}_{ht} s_{5'} = \dot{m}_{ht} (s_6 - s_{5'}) \quad (\text{II-114})$$

- Bilan d'exergie :

Pour calculer l'exergie détruite on fait comme suit :

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

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

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} + \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II-117})$$

Avec :

$$\dot{E}x = m (h - T_0 \cdot s) \quad (\text{II-118})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W} - \dot{m}_{ht} [h_6 - h_{5'} - T_0 (s_6 - s_{5'})] \quad (\text{II-119})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W} - \dot{W}_{rev} \quad (\text{II-120})$$

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

$$\dot{W}_{rev} = \dot{E}x_6 - \dot{E}x_{5'} = \dot{m}_{ht} [h_6 - h_{5'} - T_0 (s_6 - s_{5'})] \quad (\text{II-121})$$

D'où :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_{ht} (h_6 - h_{5'}) - \dot{m}_{ht} [h_6 - h_{5'} - T_0 (s_6 - s_{5'})] \quad (\text{II-122})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_{ht} T_0 (s_6 - s_{5'}) \quad (\text{II-123})$$

$$\dot{E}x_{det} = T_0 \cdot \dot{s}_{gen} \quad (\text{II-124})$$

**Condenseur :**

- Le bilan de masse :

Le bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_{ht} \quad (\text{II-125})$$

- Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{ht} h_6 + \dot{Q}_c = \dot{m}_{ht} h_7 \quad (\text{II-126})$$

- Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta\dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{II-127})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{II-128})$$

$$\dot{s}_{gen} = \frac{\dot{Q}_c}{T_c} + \dot{m}_{ht}s_7 - \dot{m}_{ht}s_6 \quad (\text{II-129})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_{ht} \left( \frac{\dot{Q}_c}{T_c} + s_7 - s_6 \right) \quad (\text{II-130})$$

- Bilan d'exergie :

L'exergie détruite peut être calculée avec :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II-131})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II-132})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_6 - \dot{E}x_7 - \dot{E}x_{\dot{Q}_c} \quad (\text{II-133})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_{ht} [h_6 - h_7 - T_0(s_6 - s_7)] - \dot{Q}_c \left( 1 - \frac{T_0}{T_c} \right) \quad (\text{II-134})$$

### Détendeur BT :

- Bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_{bt} \quad (\text{II-135})$$

- Bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{bt}h_{3'} = \dot{m}_{bt}h_4 \quad (\text{II-136})$$

- Bilan entropique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta\dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{II-137})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{II-138})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_{bt} [s_4 - s_{3'}] \quad (\text{II-139})$$

- Bilan d'exergie :

L'exergie détruite est calculée comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II-140})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II-141})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{3'} - \dot{E}x_4 = T_0 \cdot \dot{s}_{gen} = T_0 \dot{m}_{bt} (s_4 - s_{3'}) \quad (\text{II-142})$$

### Détendeur HT :

- Bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_{ht} \quad (\text{II-143})$$

- Bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{ht} h_7 = \dot{m}_{ht} h_8 \quad (\text{II-144})$$

- Bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta \dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{II-145})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{II-146})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_{ht} [s_8 - s_7] \quad (\text{II-147})$$

- Bilan d'exergie :

L'exergie détruite est calculée comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II-148})$$

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

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_7 - \dot{E}x_8 = T_0 \cdot \dot{s}_{gen} = T_0 \dot{m}_{ht} (s_8 - s_7) \quad (\text{II-150})$$

**Evaporateur :**

- Le bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_{bt} \quad (\text{II-151})$$

- Bilan énergétique :

Le bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{bt} h_4 = \dot{Q}_f + \dot{m}_{bt} h_1 \quad (\text{II-152})$$

- Bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta \dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{II-153})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{II-154})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_e s_1 - \dot{m}_e s_4 - \frac{\dot{Q}_f}{T_e} \quad (\text{II-155})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_{bt} \left( s_1 - s_4 - \frac{\dot{Q}_f}{T_e} \right) \quad (\text{II-156})$$

- Bilan d'exergie :

L'exergie détruite est calculée comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II-157})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II-158})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_4 - \dot{E}x_1 + Ex \dot{Q}_f \quad (\text{II-169})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_{bt} [h_4 - h_1 - T_0 (s_4 - s_1)] - \left[ -\dot{Q}_f \left( 1 - \frac{T_0}{T_e} \right) \right] \quad (\text{II-160})$$

**Evapo- condenseur :**

- Bilan entropique :

Le bilan entropique s'écrit comme suit :

$$\dot{s}_{in} - \dot{s}_{out} + \dot{s}_{gen} = \Delta\dot{s}_{sys} = 0 \quad (\text{II-161})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} \quad (\text{II-162})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_{bt}s_3 + \dot{m}_{ht}s_5 - \dot{m}_{bt}s_2 + \dot{m}_{ht}s_8 \quad (\text{II-163})$$

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_{bt}(s_3 - s_2) + \dot{m}_{ht}(s_5 - s_8) \quad (\text{II-164})$$

- Bilan d'exergie :

L'exergie détruite est calculée comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II-165})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II-166})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_2 + \dot{E}x_8 - \dot{E}x_3 - \dot{E}x_5 \quad (\text{II-167})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_{bt} [h_2 - h_3 - T_0(s_2 - s_3)] + \dot{m}_{ht} [h_8 - h_5 - T_0(s_8 - s_5)] \quad (\text{II-168})$$

### Echangeur boucle basse température :

- Bilan d'énergie

La différence de température de sous refroidissement dans l'échangeur BT est :

$$T_3 - T_{3'} \quad (\text{II-169})$$

Nous avons aussi :

$$h_3 - h_{3'} = h_{1'} - h_1 \quad (\text{II-170})$$

$$h_{1'} = h_3 - h_{3'} + h_1 \quad (\text{II-171})$$

- Bilan d'exergie

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II-172})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II-173})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_3 + \dot{E}x_1 - \dot{E}x_{3'} - \dot{E}x_{1'} \quad (\text{II-174})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_{bt} [h_3 - h_{3'} - T_0(s_3 - s_{3'})] + \dot{m}_{bt} [h_1 - h_{1'} - T_0(s_1 - s_{1'})] \quad (\text{II-175})$$

### Echangeur boucle haute température :

- Bilan d'énergie

La différence de température de sous refroidissement dans l'échangeur HT est :

$$T_7 - T_{7'} \quad (\text{II-176})$$

Nous avons aussi :

$$h_7 - h_{7'} = h_{5'} - h_5 \quad (\text{II-177})$$

$$h_{5'} = h_7 - h_{7'} + h_5 \quad (\text{II-178})$$

- Bilan d'exergie

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II-179})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II-180})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_7 + \dot{E}x_5 - \dot{E}x_{7'} - \dot{E}x_{5'} \quad (\text{II-181})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_{ht} [h_7 - h_{7'} - T_0(s_7 - s_{7'})] + \dot{m}_{ht} [h_5 - h_{5'} - T_0(s_5 - s_{5'})] \quad (\text{II-182})$$

- Exergie détruite global

$$\dot{E}x_{det\ global} = \sum \dot{E}x_{det} \quad (\text{II-183})$$

- Puissance consommée par le compresseur 1 :

$$\dot{W}_{bt} = \dot{m}_{bt}(h_2 - h_{1'}) \quad (\text{II-184})$$

- Puissance consommée par le compresseur 2 :

$$\dot{W}_{ht} = \dot{m}_{ht}(h_6 - h_{5'}) \quad (\text{II-185})$$

- Puissance globale consommée :

$$\dot{W}_{global} = \dot{W}_{bt} + \dot{W}_{ht} \quad (\text{II-186})$$

- Coefficient de performance de l'installation :

$$\text{COP} = \dot{Q}_f / \dot{W}_{global} \quad (\text{II-187})$$

- Rendement éxergetique :

$$\eta_{exe} = \frac{\dot{W}_{global} - \dot{E}x_{det\ global}}{\dot{W}_{global}} \quad (\text{II-188})$$

- Efficacité des échangeurs :

$$\varepsilon_{ech} = \frac{T_c - T_{sc}}{T_c - T_e} \quad [28] \quad (\text{II-189})$$

- Echangeur BT

$$\varepsilon_{ech} = \frac{T_3 - T_{3'}}{T_3 - T_e} \quad (\text{II-190})$$

- Echangeur HT

$$\varepsilon_{ech} = \frac{T_c - T_{7'}}{T_c - T_8} \quad (\text{II-191})$$

Bilan environnementale :

$$TEWI_{direct} = (GWP * L * N) + (GWP * m + (1 - a)) \quad (\text{II-192})$$

$$TEWI_{indirect} = E * \beta * N \quad (\text{II-193})$$

$$TEWI_{global} = TEWI_{direct} + TEWI_{indirect} \quad (\text{II-194})$$

## II.4 Conclusion

Dans ce chapitre on a présenté la machine frigorifique bi-étagée en cascade, et nous avons ainsi fait une étude énergétique et éxergetique et environnementale de deux installations différentes une avec un seul échangeur intermédiaire entre les deux étages (évapo-condenseur), et une deuxième où nous avons rajouter deux échangeurs pour chaque un des étages afin d'assurer un sous-refroidissement pour l'installation. Cette analyse théorique montre le fonctionnement de chaque composant de nos installations en considérant l'absence des pertes de charge dans les conduites.

# **CHPITRE III : PRESENTATION DES RESULTATS**

### III.1 Introduction

Dans ce chapitre nous avons analysée les résultats obtenus pour les différents cycles cités en haut tout en variant des paramètres, pour cela nous avons utilisé un logiciel de calcul MATLAB R2022 jumelé avec -REFPROP – qui est un logiciel qui contient une base de données thermodynamiques et des propriétés thermo-physiques des fluides.

### III.2 Influence de la température $T_8$ à l'entrée de l'évapo-condenseur

Pour ce cycle on a étudié l'influence de la température à l'entrée de l'évapo-condenseur ( $T_8$ ) 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 la partie haute température est l'Ammoniaque ( $\text{NH}_3$ ).
- Le fluide frigorigène utilisé dans la partie basse température est le dioxyde de carbone ( $\text{CO}_2$ ).
- La température de référence pour l'analyse exergétique est  $T_0 = 25^\circ\text{C}$ .
- Une puissance frigorifique  $\dot{Q}_f = 50\text{kW}$
- Rendement isentropique de compression de l'Ammoniaque est :

$$\eta_{iso\ ht} = 0.85 - (0.046667 * \tau_2) \quad (\text{III-1})$$

- Rendement isentropique de compression du  $\text{CO}_2$  est :

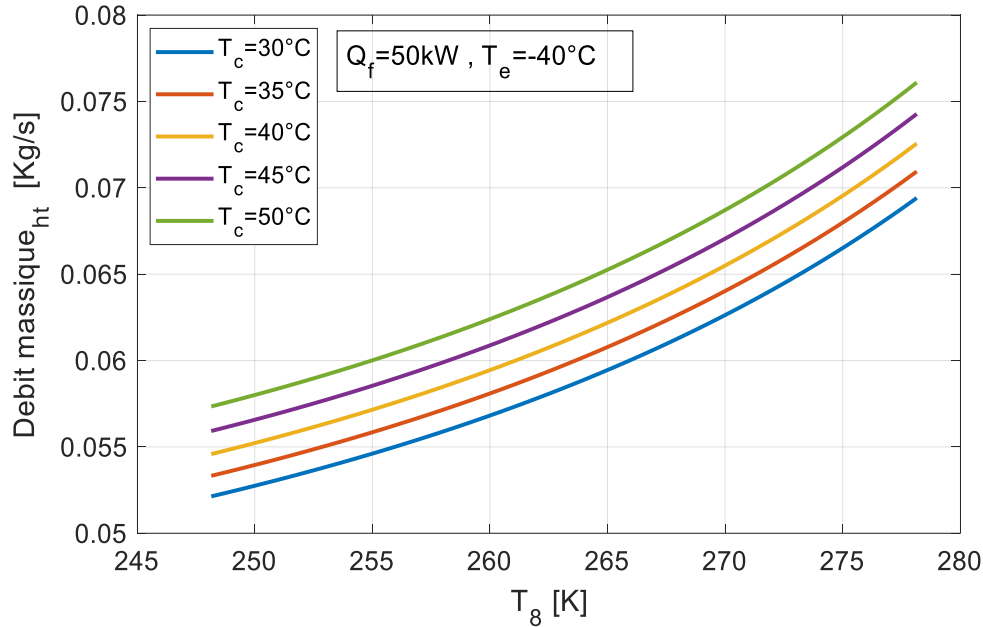
$$\eta_{iso\ bt} = 0.8981 - 0.092384 * \tau_1 + 0.00476 * \tau_1^2 \quad (\text{III-2})$$

- Les deux détentes sont considérées isenthalpique.
- La températures au point 8 est variable et qui est de  $-25^\circ\text{C}$  à  $5^\circ\text{C}$
- La différence de températures entre le point 8 et le point 3 et de  $5^\circ\text{C}$

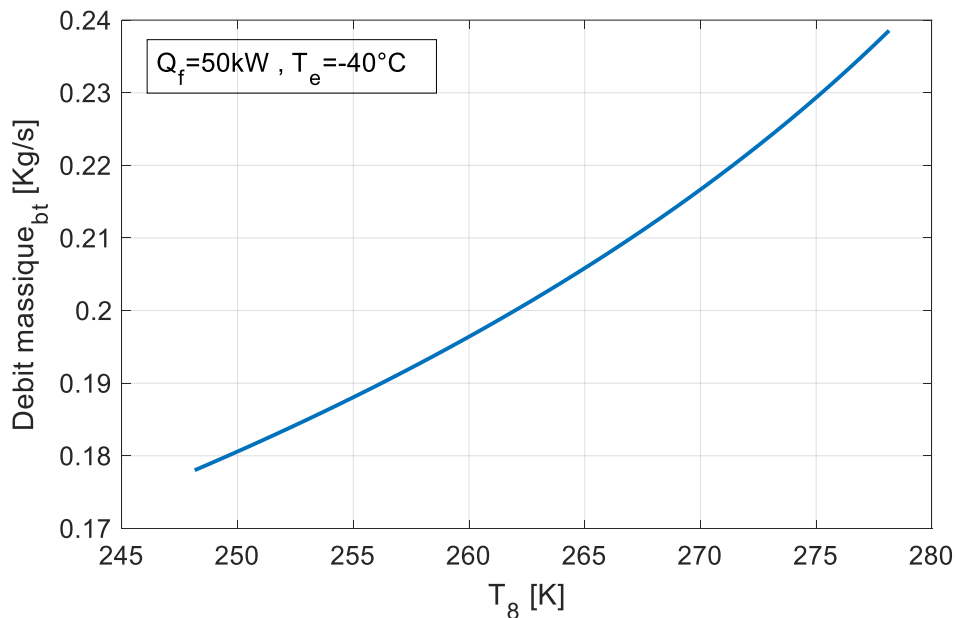
#### III.2.1 Influence de la température $T_8$ sur les débits massiques en fonction de $T_c$

Les figures (III.1) (III.2) présente la variation des débits massiques des réfrigèrent circulant dans l'étage haute et basse température en fonction de la température à l'entrée de l'évapo-condenseur  $T_8$  pour les fluides frigorigènes utilisés, et pour  $T_c = 30^\circ\text{C}, 35^\circ\text{C}, 40^\circ\text{C}, 45^\circ\text{C}$  et  $50^\circ\text{C}$ .

Une évolution proportionnelle du débit massique au niveau de l'étage haute température est observée par rapport à l'accroissement de la température  $T_8$ . Cette augmentation tient à l'augmentation de  $m_{bt}$  et du rapport d'enthalpie dans l'évapo condenseur. Nous voyons également qu'en augmentant la température de condensation le débit massique augmente.



**Figure III.1:** Influence de la température  $T_8$  sur le débit massique  $m_{ht}$ , pour  $Q_f=50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40 \text{ °C}$  et pour  $T_c = 30\text{°C}, 35\text{°C}, 40\text{°C}, 45\text{°C}$  et  $50\text{°C}$



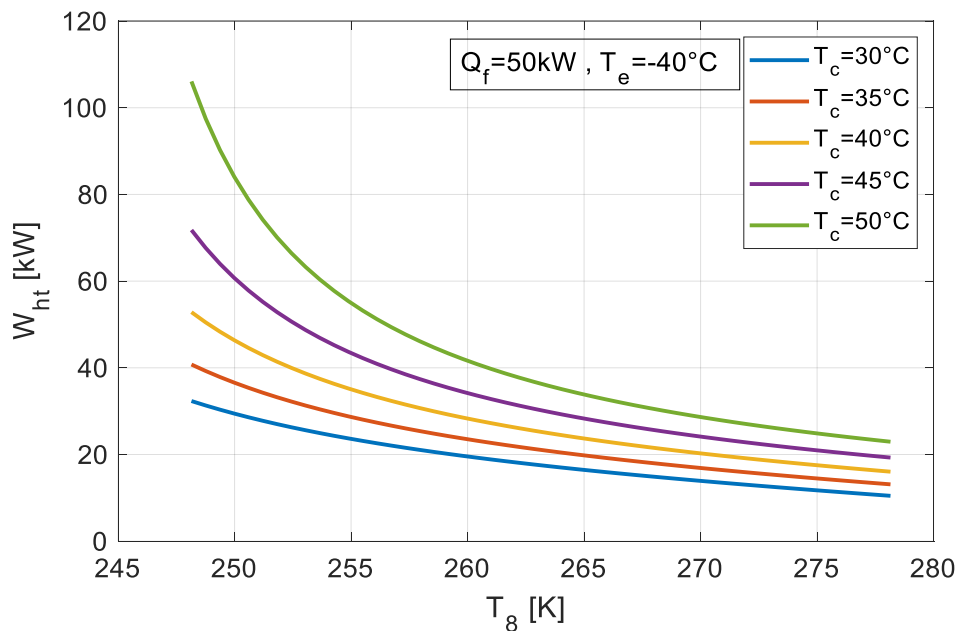
**Figure III-2 :** Influence de la température  $T_8$  sur le débit massique  $m_{bt}$ , pour  $Q_f=50 \text{ kW}$ ,  $T_e=-40 \text{ °C}$  et pour  $T_c=30\text{°C}, 35\text{°C}, 40\text{°C}, 45\text{°C}$  et  $50\text{°C}$

On constate que l'écoulement massique au niveau des basses températures augmente proportionnellement à l'augmentation de la température  $T_8$ . Cette augmentation s'explique par

la baisse de l'écart d'enthalpie ( $h_1 - h_4$ ). Il a aussi été constaté que l'augmentation de la température de condensation n'affecte pas  $m_{bt}$ .

### III.2.2 Influence de la température $T_8$ sur la puissance consommée par les compresseurs en fonction de $T_c$

Les figures (III.3) (III.4) (III.5) présente la variation du travail des compresseurs en fonction de la température à l'entrée de à l'évapo-condenseur  $T_8$ , et pour  $T_c=30^\circ\text{C}$ ,  $35^\circ\text{C}$ ,  $40^\circ\text{C}$ ,  $45^\circ\text{C}$  et  $50^\circ\text{C}$

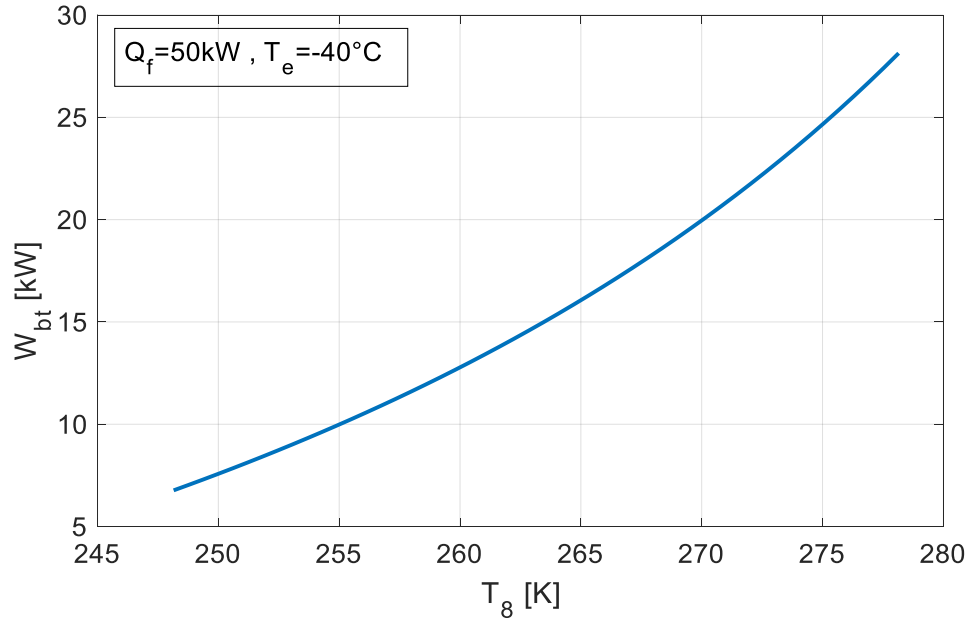


**Figure III-3** : Influence de la température  $T_8$  sur la puissance consommée par compresseur  $W_{ht}$  pour  $Q_f=50\text{ kW}$ ,  $T_e=-40^\circ\text{C}$  et pour  $T_c=30^\circ\text{C}$ ,  $35^\circ\text{C}$ ,  $40^\circ\text{C}$ ,  $45^\circ\text{C}$  et  $50^\circ\text{C}$

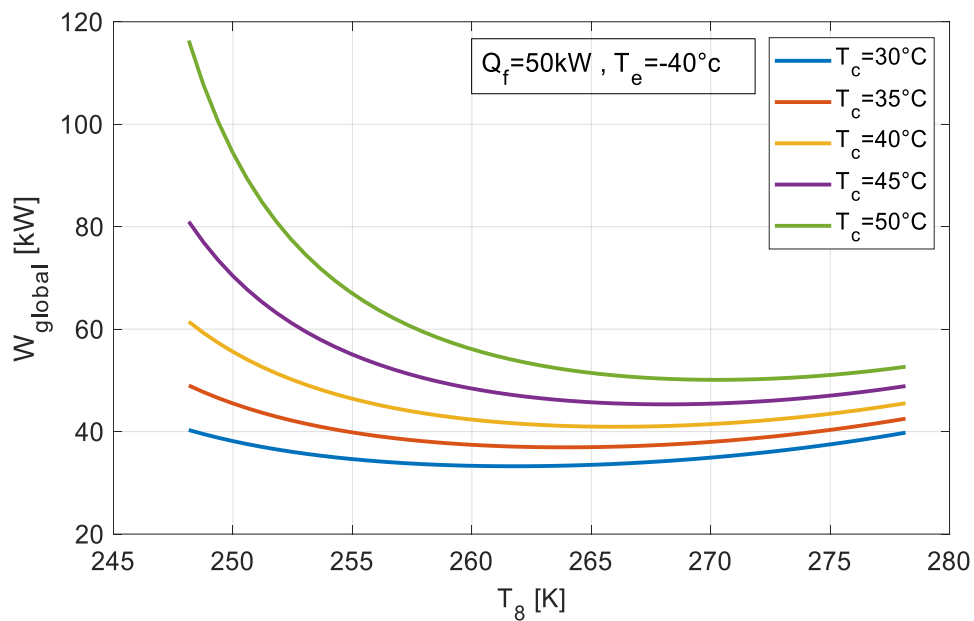
La variation de puissance consommée par compresseur  $W_{bt}$  est proportionnelle à l'augmentation de température  $T_8$

On constate que l'évolution de  $W_{ht}$  est inversement proportionnelle à l'augmentation de température à l'entrée et à l'évapo-condenseur  $T_8$ .

Pour  $W_{global}$  qui représente la somme des travaux des deux compresseurs, on observe une diminution inversement proportionnelle à l'augmentation de  $T_8$ . Parce que, comme le montre la figure (Figure III-3), la consommation du compresseur  $W_{ht}$  est supérieure à celle du compresseur de l'étage inférieurs. Les résultats illustrée par ces figures convergent avec ceux trouvé par P.Kasi [26].



**Figure III-4 :** Influence de la température  $T_8$  sur la puissance consommée par compresseurs  $W_{bt}$  pour  $Q_f=50$  kW,  $T_e=-40$  °C et pour  $T_c=30^\circ\text{C}$ ,  $35^\circ\text{C}$ ,  $40^\circ\text{C}$ ,  $45^\circ\text{C}$  et  $50^\circ\text{C}$



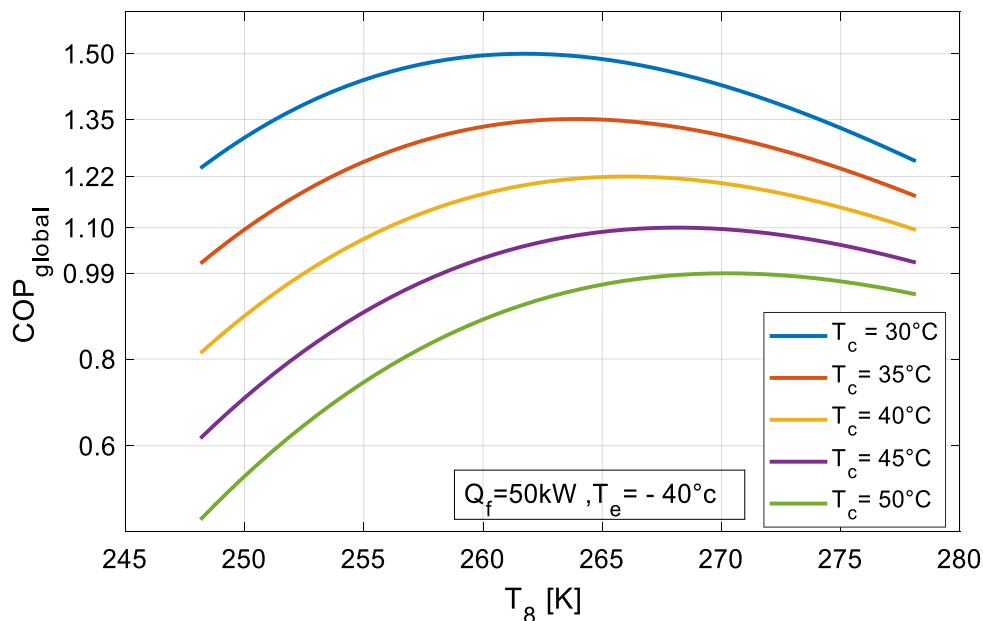
**Figure III-5 :** Influence de la température  $T_8$  sur la puissance globale consommée par les compresseurs pour  $Q_f=50$  kW,  $T_e=-40$  °C et pour  $T_c=30^\circ\text{C}$ ,  $35^\circ\text{C}$ ,  $40^\circ\text{C}$ ,  $45^\circ\text{C}$  et  $50^\circ\text{C}$

### III.2.3 Influence de la température $T_8$ sur le coefficient de performance en fonction de $T_c$

La figure (III.6) présente la variation du coefficient de performance COP (coefficient de performance global), en fonction de la température à l'entrée de l'évapo-condenseur  $T_8$  pour les fluides frigorigènes utilisés, et pour  $T_c = 30^\circ\text{C}$ ,  $35^\circ\text{C}$ ,  $40^\circ\text{C}$ ,  $45^\circ\text{C}$  et  $50^\circ\text{C}$ .

On constate une augmentation proportionnelle du coefficient de performance global de l'installation avec l'augmentation de la température d'entrée de l'Evapo-condenseur  $T_8$  jusqu'à ce que le  $COP$  atteigne un point où sa valeur est maximale puis diminue.

On note également que le changement de température de condensation influence le  $COP$  global de l'installation.



**Figure III-6** : Influence de la température  $T_8$  sur le coefficient de performance global pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40^\circ\text{C}$  et pour  $T_c = 30^\circ\text{C}$ ,  $35^\circ\text{C}$ ,  $40^\circ\text{C}$ ,  $45^\circ\text{C}$  et  $50^\circ\text{C}$

A titre d'exemple pour une température de condensation de  $50^\circ\text{C}$  le  $COP$  de l'installation augmente de 0.1 jusqu'à atteindre sa valeur maximale de 0.997 pour  $T_8 = -3^\circ\text{C}$  cette valeur représente le point où la puissance consommée par les compresseurs est minimisée. Par contre lorsque  $T_c = 35^\circ\text{C}$  le  $COP$  augmente de 1 jusqu'à atteindre la maximale 1.35 à  $T_8 = -10^\circ\text{C}$ , puis redescend à 1.09 à  $T_8 = 5^\circ\text{C}$ .

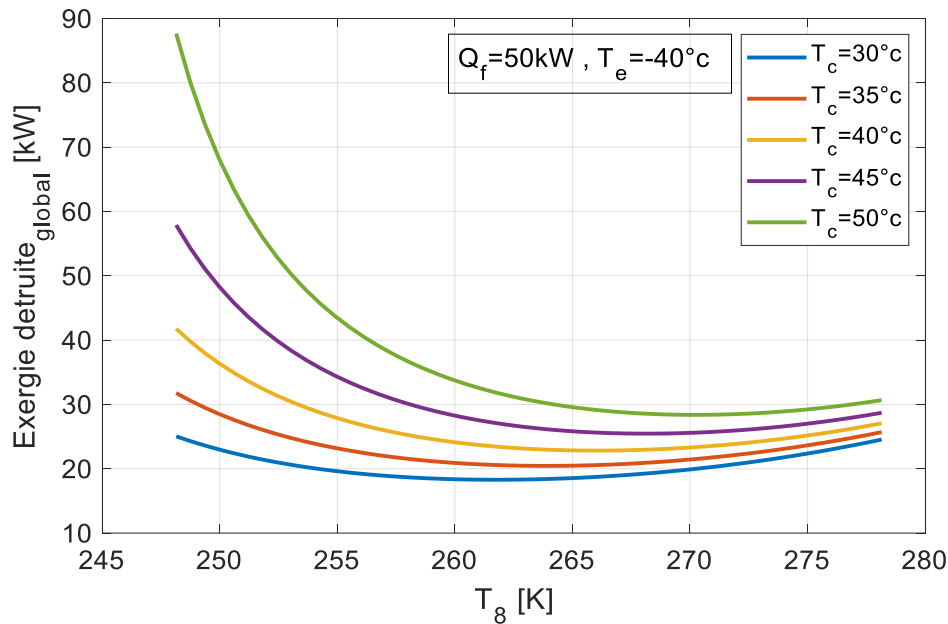
On constate d'une autre part qu'en diminuant la température de condensation le (Max  $COP$ ) augmente. Finalement il est intéressant de signaler qu'il y a une convergence entre le résultat illustré par la figure (**Figure III-6**) et le résultat obtenu par **E. Mançuhan.al** [27].

### III.2.4 Influence de la température $T_8$ sur l'exergie détruite globale en fonction de $T_c$

La figure (III.7) présente la variation de l'exergie détruite globale, en fonction de la température à l'entrée de l'évapo-condenseur  $T_8$  pour les fluides frigorigènes utilisés, et pour  $T_c = 30^\circ\text{C}$ ,  $35^\circ\text{C}$ ,  $40^\circ\text{C}$ ,  $45^\circ\text{C}$  et  $50^\circ\text{C}$

Une évolution inversement proportionnelle de l'exergie détruite est observée lorsque la température augmente  $T_8$

L'exergie détruite dans son ensemble diminue à mesure que la température augmente à l'entrée de l'évapo-condenseur



**Figure III-7** : Influence de la température  $T_8$  sur l'exergie détruite globale pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40^\circ\text{C}$  et pour  $T_c = 30^\circ\text{C}$ ,  $35^\circ\text{C}$ ,  $40^\circ\text{C}$ ,  $45^\circ\text{C}$  et  $50^\circ\text{C}$

Et nous voyons que l'augmentation de la température de condensation a un effet négatif sur l'exergie détruite. Cela a déjà été constaté par **D.A. Dokandari.al** [15].

### III.2.5 Influence de la température $T_8$ sur le rendement exergetique global en fonction de $T_c$

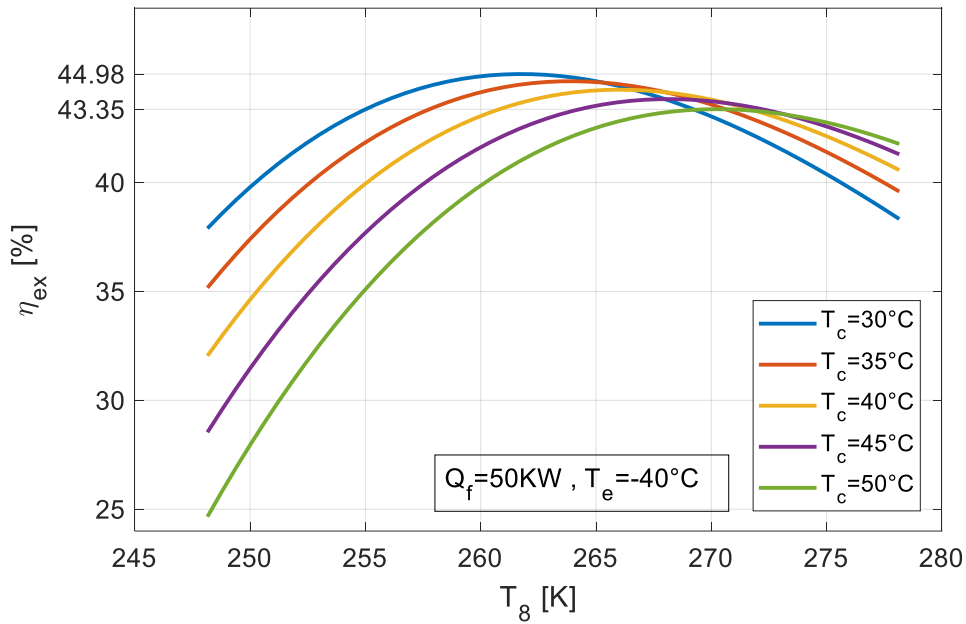
La figure (III.8) présente la variation du rendement exergetique, en fonction de la température à l'entrée de l'évapo-condenseur  $T_8$  pour les fluides frigorigènes utilisés, et pour  $T_c = 30^\circ\text{C}$ ,  $35^\circ\text{C}$ ,  $40^\circ\text{C}$ ,  $45^\circ\text{C}$  et  $50^\circ\text{C}$ .

On observe que lorsque la température  $T_8$  augmente, le rendement exergetique augmente jusqu'à atteindre un point où sa valeur est maximale, puis décroît. Ces résultats s'expliquent par la diminution de l'exergie globalement détruite.

Il est également noté qu'en augmentant la température de condensation, l'efficacité exergetique maximale diminue.

A titre d'exemple pour  $T_c = 30^\circ\text{C}$  le rendement exergetique égal à 44,98% en revanche diminue relativement de 3,62% quand  $T_c = 50^\circ\text{C}$ .

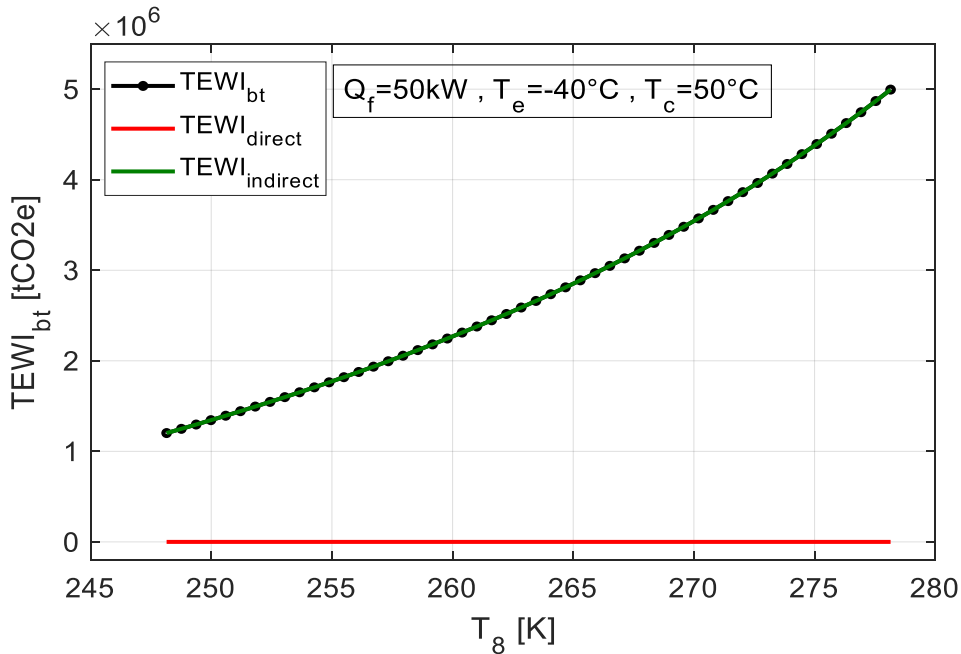
Il y a donc une similitude entre le résultat de cette figure et celui de **V.K. Patel** [32].



**Figure III-8 :** Influence de la température  $T_8$  sur le rendement exergetique pour  $Q_f=50 \text{ kW}$ ,  $T_e=-40^\circ \text{C}$  et pour  $T_c=30^\circ \text{C}$ ,  $35^\circ \text{C}$ ,  $40^\circ \text{C}$ ,  $45^\circ \text{C}$  et  $50^\circ \text{C}$

### III.2.6 Influence de la température $T_8$ sur le TEWI en fonction de $T_c$

La figure (III.9) présente la variation  $TEWI_{direct}$  et  $TEWI_{indirect}$  de l'étage basse température en fonction de la température à l'entrée de l'évapo-condenseur  $T_8$  pour les fluides frigorigènes utilisés.



**Figure III-9 :** Influence de la température  $T_8$  sur le  $TEWI_{bt}$  pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40^\circ \text{C}$  et pour  $T_c = 50^\circ \text{C}$

On constate une augmentation de  $TEWI_{indirect}$  de  $1.2 * 10^6$  à  $5 * 10^6$  proportionnelle à l'augmentation de la température  $T_8$ .

Cette augmentation est due à l'augmentation de la puissance consommée par le compresseur (BT).

Pour le  $TEWI_{direct}$  qui est dans ce cas qu'en fonction de la charge du réfrigérant nous constatons que sa valeur est faible et égale approximativement à  $0.14 tCO_2e$

Pour le  $TEWI_{bt}$  qui représente la somme de  $TEWI_{indirect}$  et  $TEWI_{direct}$ , nous constatons que sa valeur augmente proportionnellement à l'augmentation de  $T_8$ .

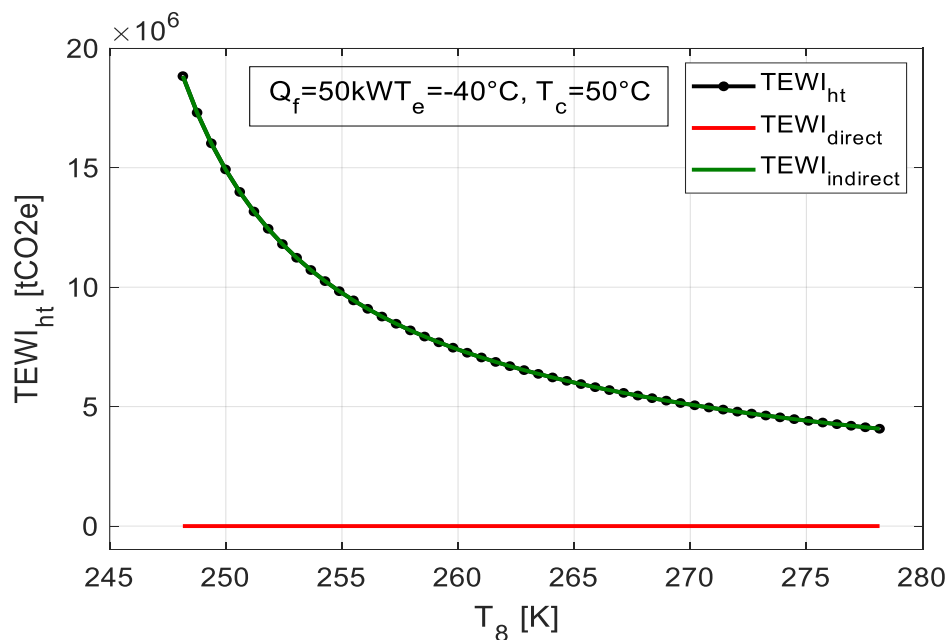
La figure (III.10) présente la variation  $TEWI_{direct}$  et  $TEWI_{indirect}$  de l'étage haute température en fonction de la température à l'entrée de l'évapo-condenseur  $T_8$  pour les fluides frigorigènes utilisés.

On constate une diminution de  $TEWI_{indirect}$  de  $18.7 * 10^7$  à  $4.02 * 10^6$ , elle est proportionnelle à l'augmentation de la température  $T_8$ .

Cette diminution est due à la diminution de la puissance consommée par le compresseur (HT).

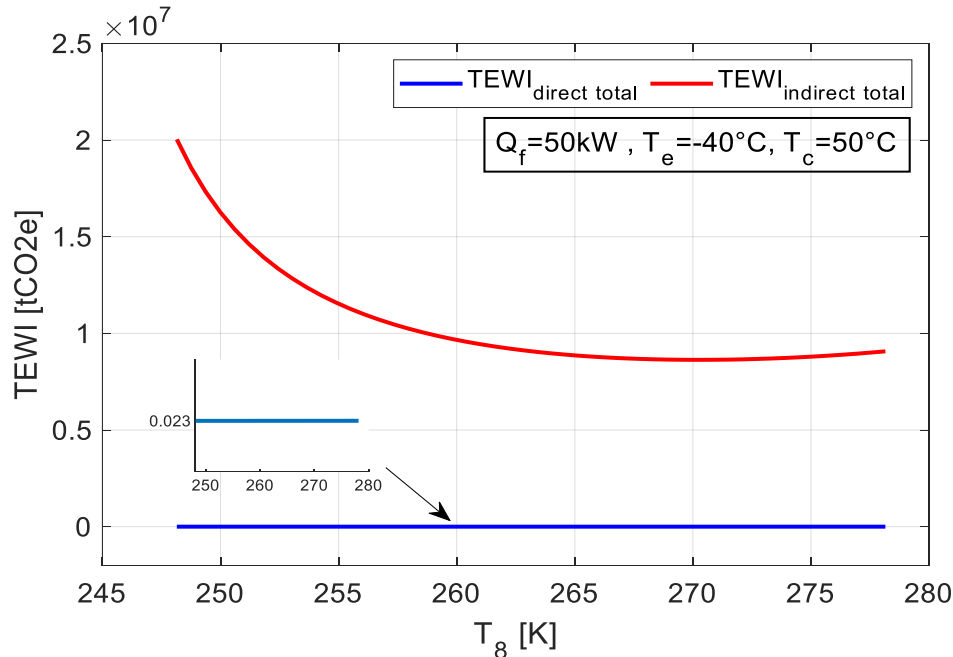
Pour le  $TEWI_{direct}$  qui est dans ce cas qu'en fonction de la charge du réfrigérant nous constatons que sa valeur est nulle car le GWP du  $NH_3 = 0$

Pour le  $TEWI_{ht}$  qui représente la somme de  $TEWI_{indirect}$  et  $TEWI_{direct}$  nous constatons que sa valeur diminue avec l'augmentation de  $T_8$ .



**Figure III-10** : Influence de la température  $T_8$  sur le  $TEWI_{ht}$  pour  $Q_f = 50 kW$ ,  $T_e = -40 °C$  et pour  $T_c = 50 °C$

Les figures (III.11) présentent la variation  $TEWI$  *direct et indirect total* en fonction de la température à l'entrée de l'évapo-condenseur  $T_8$ .



**Figure III-11** : Influence de la température  $T_8$  sur le  $TEWI$  *direct et indirect total* pour  $Q_f = 50 kW$ ,  $T_e = -40^\circ C$  et pour  $T_c = 50^\circ C$

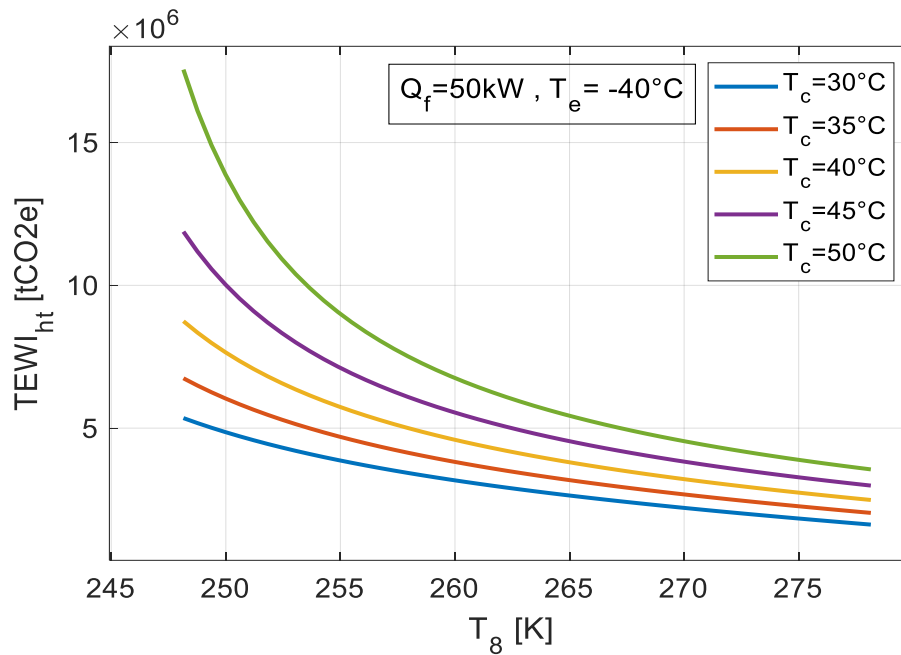
On constate une diminution de  $TEWI_{indirect total}$  de  $2.003 \times 10^7 tCO_2e$  à  $8.62 \times 10^6 tCO_2e$  et elle est proportionnelle à l'augmentation de la température  $T_8$  de  $-25^\circ C$  à  $-2.96^\circ C$  puis augmente légèrement à  $9.06 \times 10^6 tCO_2e$  pour une température de  $5^\circ C$  à l'entrée de l'évapo-condenseur, ceci est lié à la diminution de l'énergie consommée par les compresseurs de l'installation.

On observe que  $TEWI_{direct total}$  demeure constant d'une valeur de  $0.023 tCO_2e$  augmentation proportionnelle à l'augmentation de  $T_8$ . Ces faibles valeurs reviennent aux GWP de  $NH_3$  et du  $CO_2$ , (0 et 1) respectivement.

Le  $TEWI_{indirect total}$  est largement supérieur au  $TEWI_{direct total}$ .

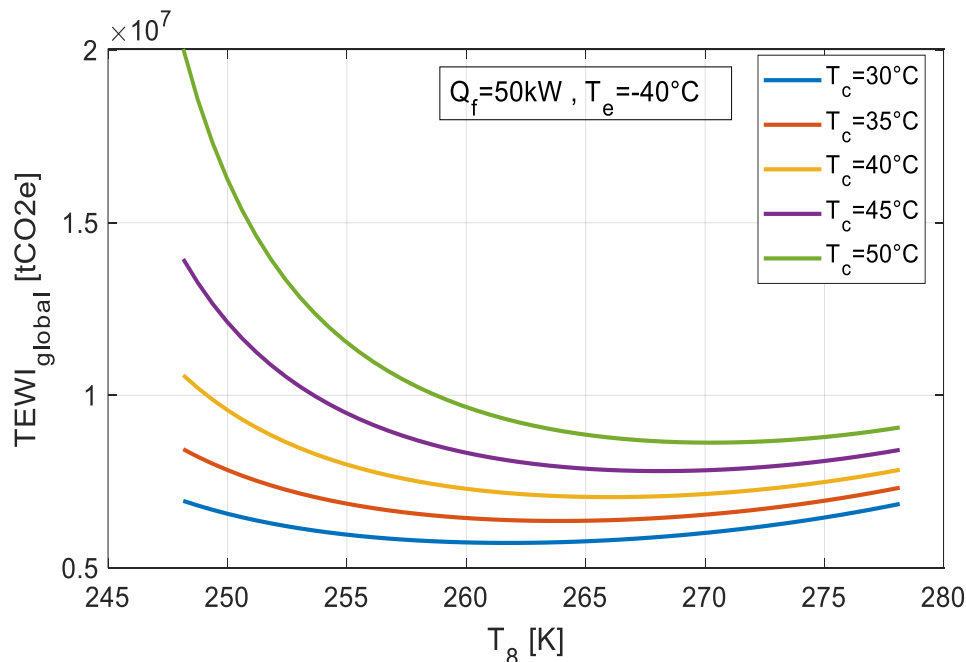
La figure (III.12) présente la variation  $TEWI_{ht}$  en fonction de la température à l'entrée de l'évapo-condenseur  $T_8$  pour les fluides frigorigènes utilisés, et pour  $T_c = 30^\circ C, 35^\circ C, 40^\circ C, 45^\circ C$  et  $50^\circ C$

La variation de  $T_c$  influe négativement sur  $TEWI_{ht}$  de sorte que lorsque la température de condensation augmente l'impacte du rechauffement augmente.



**Figure III-12** : Influence de la température  $T_8$  sur le  $TEWI_{ht}$  pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40 \text{ °C}$  et pour  $T_c = 30 \text{ °C}$ ,  $35 \text{ °C}$ ,  $40 \text{ °C}$ ,  $45 \text{ °C}$  et  $50 \text{ °C}$

La figure (III.13) présente la variation TEWI en fonction de la température à l'entrée de l'évapo-condenseur  $T_8$  pour les fluides frigorigènes utilisés, et pour  $T_c = 30 \text{ °C}$ ,  $35 \text{ °C}$ ,  $40 \text{ °C}$ ,  $45 \text{ °C}$  et  $50 \text{ °C}$



**Figure III-13** : Influence de la température  $T_8$  sur le TEWI global pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40 \text{ °C}$  et pour  $T_c = 30 \text{ °C}$ ,  $35 \text{ °C}$ ,  $40 \text{ °C}$ ,  $45 \text{ °C}$  et  $50 \text{ °C}$

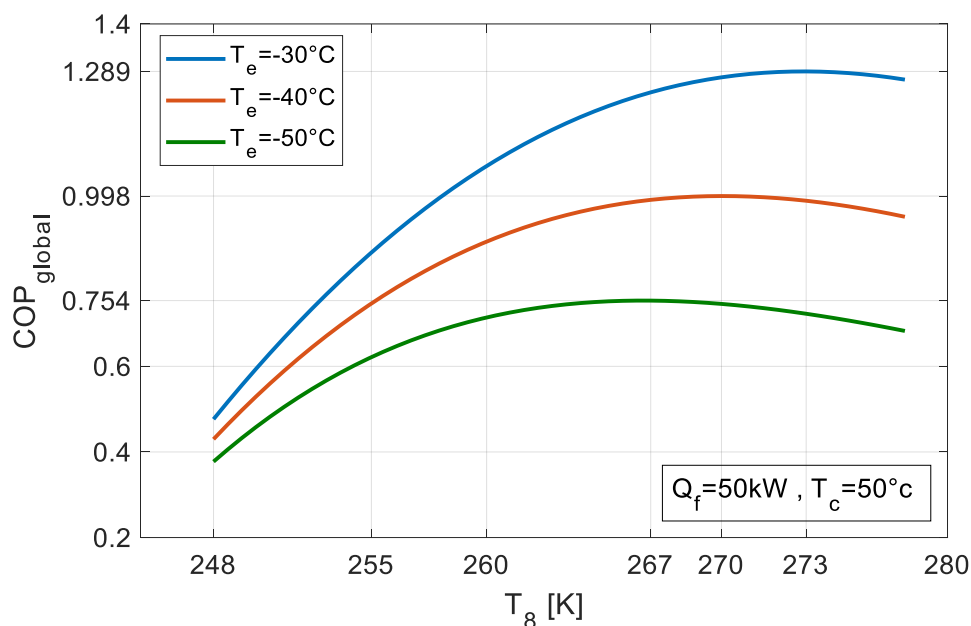
L'évolution de l'Impact réchauffement totale équivalent est inversement proportionnelle à l'augmentation de la température à l'entrée de l'évapo-condenseur, car on observe que quand la température  $T_8$  augmente le  $TEWI$  diminue jusqu'à atteindre une valeur

minimale qui représente le point où la puissance consommée par le compresseur est minimisée puis augmente légèrement. Cela est dû à l'augmentation de la charge frigorifique et l'augmentation de la consommation d'énergie des compresseurs.

Par exemple lorsque  $T_c=50^\circ\text{C}$  TEWI diminue de  $2.003 * 10^7 \text{ tCO}_2\text{e}$  à  $0.86 * 10^7 \text{ tCO}_2\text{e}$  dans l'intervalle de température  $T_8=-25^\circ\text{C}$  à  $T_8=-3^\circ\text{C}$ , puis augmente légèrement à  $0.907 * 10^7 \text{ tCO}_2\text{e}$  à  $T_8 = 5^\circ\text{C}$ .

### III.2.7 Influence de la température $T_8$ sur le coefficient de performance global en fonction de $T_e$

2 La figure (III.14) présente la variation du coefficient de performance global en fonction de la température à l'entrée de l'évapo-condenseur  $T_8$  pour les fluides frigorigènes utilisés, et pour  $T_e = -30^\circ\text{C}$ ,  $-40^\circ\text{C}$  et  $-50^\circ\text{C}$ .



**Figure III-14** : Influence de la température  $T_8$  sur le coefficient de performance global pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_c = 50^\circ\text{C}$  et pour  $T_e = -30^\circ\text{C}$ ,  $-40^\circ\text{C}$  et  $-50^\circ\text{C}$ .

Il y a une augmentation proportionnelle du coefficient de performance global avec l'augmentation de la température d'entrée de l'évapo-condenseur  $T_8$  jusqu'à ce que le  $COP$  atteigne sa valeur maximale, puis diminue.

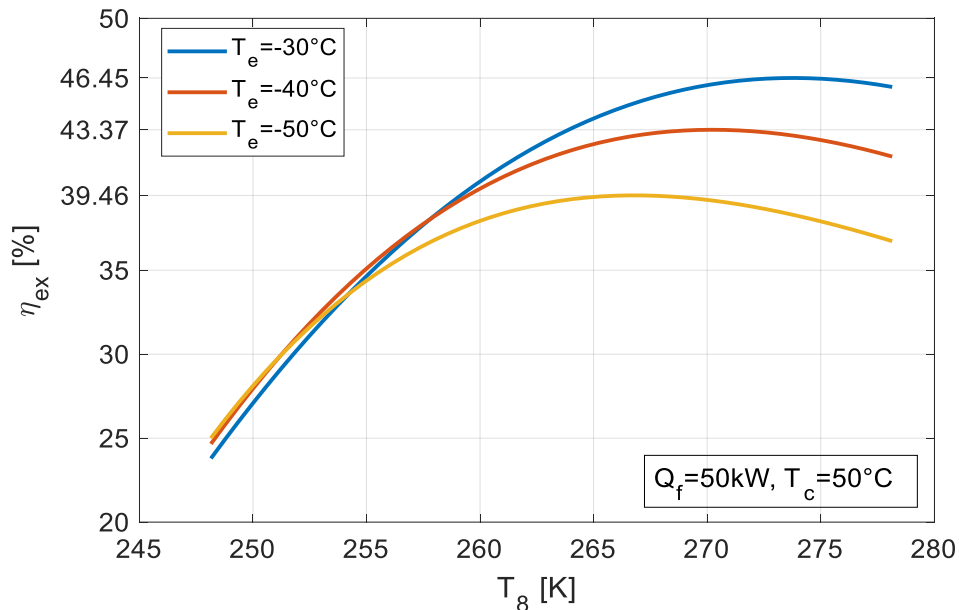
On observe également une influence du changement de température de l'évaporateur sur le  $COP$ , de sorte que lorsque  $T_e$  augmente provoque l'augmentation ( $COP_{max}$ ). Tel que l'a démontré **E. Mançuhan.al** [27].

A titre d'exemple pour une température de l'évaporateur  $T_e = -30^\circ\text{C}$  le  $COP$  de l'installation augmente de 0.476 jusqu'à atteindre sa valeur maximale de 1.289 à  $T_8 = 0^\circ\text{C}$  par contre lorsque  $T_e = -40^\circ\text{C}$  le  $COP_{max}$  égale à 0.997.

### III.1.1 Influence de la température $T_8$ sur le rendement exérgétique en fonction de $T_e$

La figure (III.15) présente la variation du rendement exérgétique en fonction de la température à l'entrée de l'évapo-condenseur  $T_8$  pour les fluides frigorigènes utilisés, et pour  $T_e = -30^\circ\text{C}$ ,  $-40^\circ\text{C}$  et  $-50^\circ\text{C}$ .

On constate une augmentation proportionnelle du rendement exérgétique de l'installation avec l'augmentation de la température d'entrée de l'évapo-condenseur  $T_8$  jusqu'à ce que le rendement atteigne sa valeur maximale puis diminue.



**Figure III-15:** Influence de la température  $T_8$  sur le coefficient de performance global pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_c = 50^\circ\text{C}$  et pour  $T_e = -30^\circ\text{C}$ ,  $-40^\circ\text{C}$ , et  $-50^\circ\text{C}$

On observe aussi une influence du changement de température de l'évaporateur sur le rendement exérgétique, quand  $T_e$  augmente  $\eta_{ex}$  diminue.

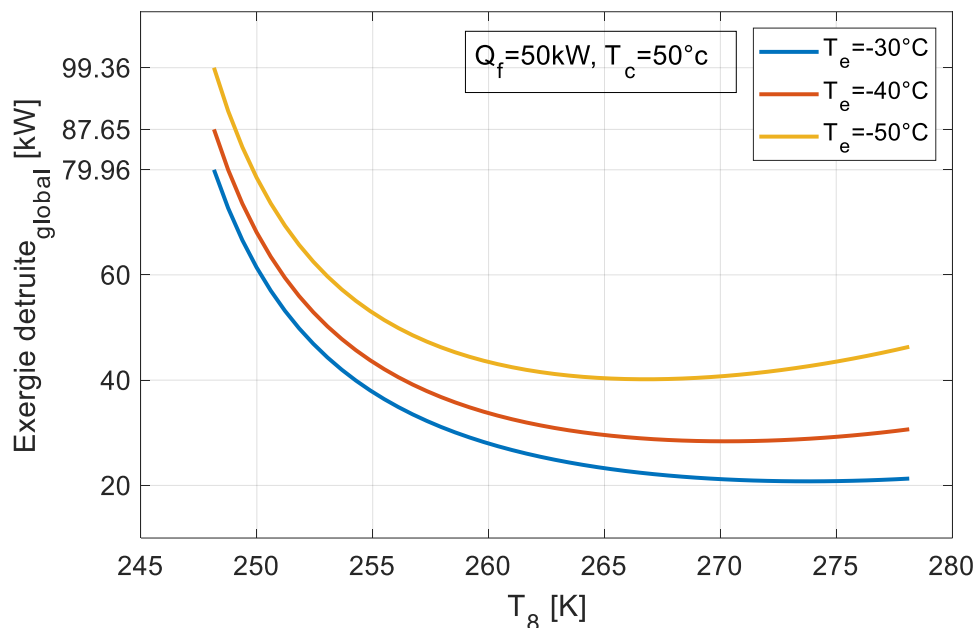
Par exemple, à une température d'évaporation de  $-40^\circ\text{C}$ , l'efficacité d'interprétation augmente de  $24,658\%$  à  $T_8 = -40^\circ\text{C}$ , tout en atteignant la valeur maximale de  $43,364\%$  à  $T_8 = -6^\circ\text{C}$ , par contre lorsque  $T_e = -50^\circ\text{C}$  la valeur maximale du rendement est  $39,455\%$ .

### III.1.2 Influence de la température $T_8$ sur l'exergie détruite globale en fonction de $T_e$

La figure (III.16) présente la variation d l'exergie détruite globale en fonction de la température à l'entrée de l'évapo-condenseur  $T_8$  pour les fluides frigorigènes utilisés, et pour  $T_e = -30^\circ\text{C}$ ,  $-40^\circ\text{C}$  et  $-50^\circ\text{C}$ .

On observe une évolution inversement proportionnelle de l'exergie détruite à l'augmentation de la température  $T_8$  pour chaque température d'évaporation relativement  $-30^\circ\text{C}$ ,  $-40^\circ\text{C}$  et  $-50^\circ\text{C}$ .

Nous remarquons aussi que l'exergie détruite globale de l'installation augmente proportionnellement à l'augmentation de la température d'évaporation.



**Figure III-16** : Influence de la température  $T_8$  sur l'exergie détruite globale pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_c = 50^\circ\text{C}$  et pour  $T_e = -30^\circ\text{C}$ ,  $-40^\circ\text{C}$  et  $-50^\circ\text{C}$

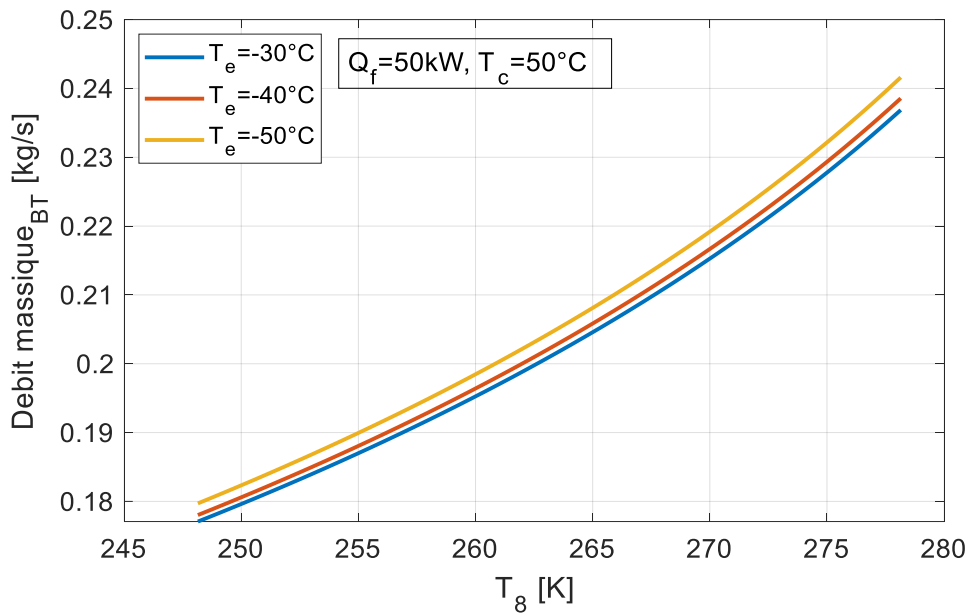
### III.1.3 Influence de la température $T_8$ sur les débits massiques des réfrigérants en fonction de $T_e$

La figure (III.17) présente la variation du débit massique du réfrigèrent basse température en fonction de la température à l'entrée de l'évapo-condenseur  $T_8$  pour le fluide frigorigène utilisés, et pour  $T_e = -30^\circ\text{C}$ ,  $-40^\circ\text{C}$  et  $-50^\circ\text{C}$ .

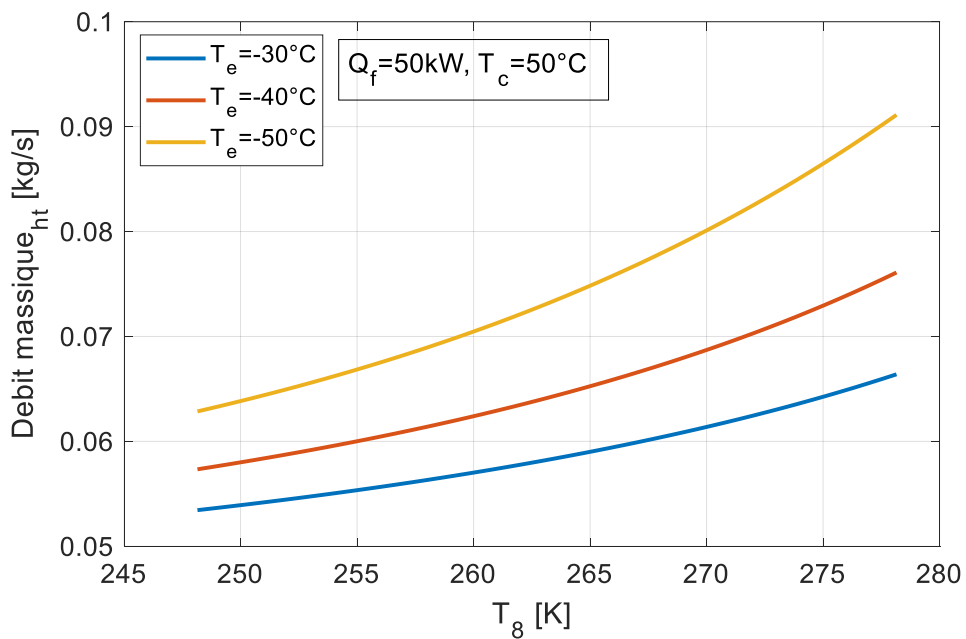
La figure (III.18) présente la variation du débit massique du réfrigèrent haute température en fonction de la température à l'entrée de l'évapo-condenseur  $T_8$  pour les fluides frigorigènes utilisés, et pour  $T_e = -30^\circ\text{C}$ ,  $-40^\circ\text{C}$  et  $-50^\circ\text{C}$

Dans les deux figures (Fig. III-17) et (Fig. III-18), on peut voir que le débit massique augmente proportionnellement avec l'augmentation des températures  $T_8$  et  $T_e$ .

Il est important de noter que les résultats présentés dans ces figures sont cohérents avec ceux de **E. Mançuhan.al [27]**.



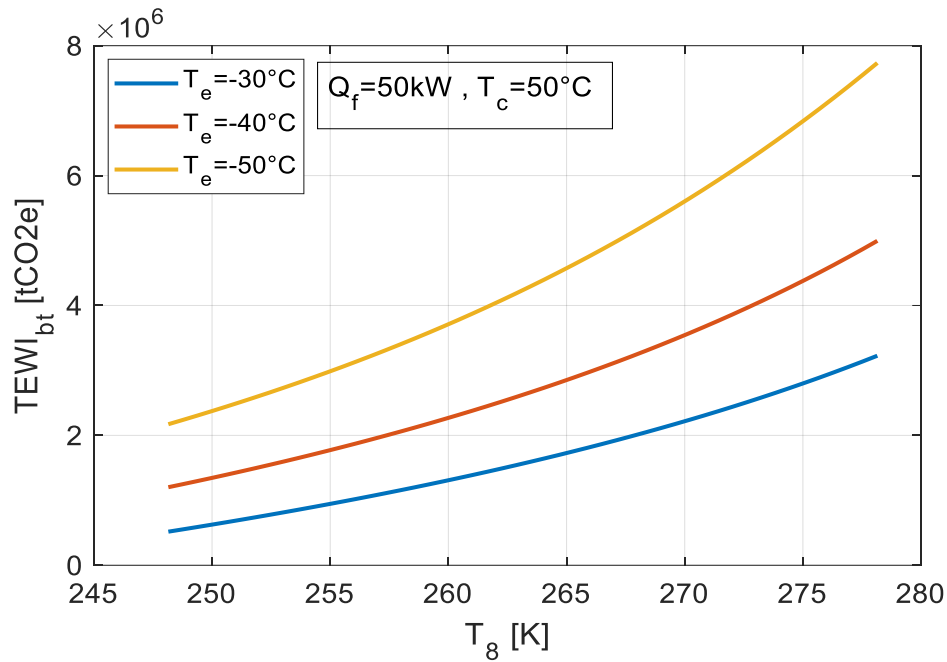
**Figure III-17** : Influence de la température  $T_8$  sur le débit massique pour  $Q_f = 50\text{ kW}$   $T_c = 50^\circ\text{C}$  et pour  $T_e = -30^\circ\text{C}$ ,  $-40^\circ\text{C}$  et  $-50^\circ\text{C}$



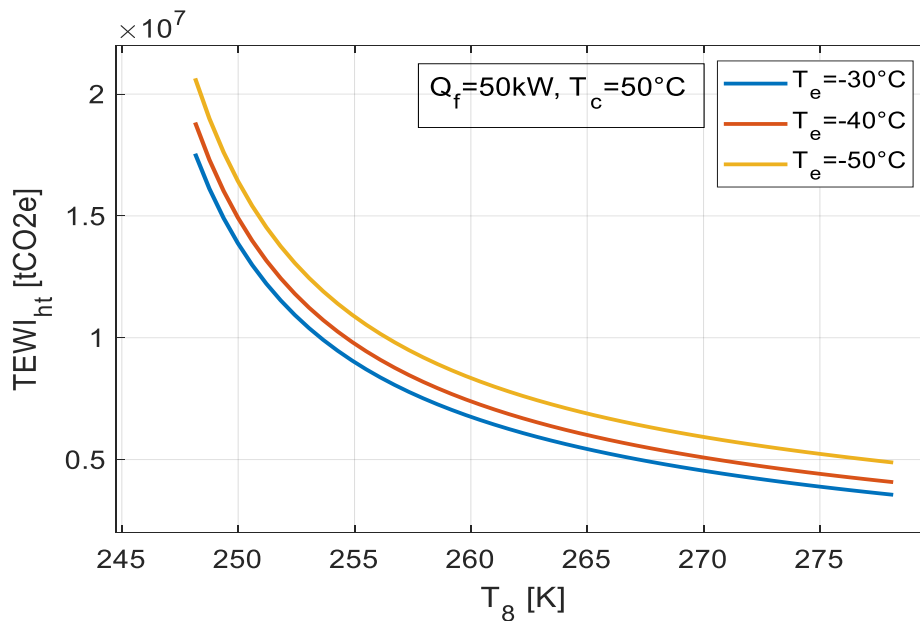
**Figure III-18** : Influence de la température  $T_8$  sur l'exergie détruite globale pour  $Q_f = 50\text{ kW}$   $T_c = 50^\circ\text{C}$  et pour  $T_e = -30^\circ\text{C}$ ,  $-40^\circ\text{C}$  et  $-50^\circ\text{C}$

#### III.1.4 Influence de la température $T_8$ sur le TEWI en fonction de $T_e$

Les figures (III.19) et (III.20) présentent la variation du  $TEWI$  (BT et HT) en fonction de la température à l'entrée de l'évapo-condenseur  $T_8$  pour les fluides frigorigènes utilisés, et pour  $T_e = -30^\circ\text{C}$ ,  $-40^\circ\text{C}$  et  $-50^\circ\text{C}$

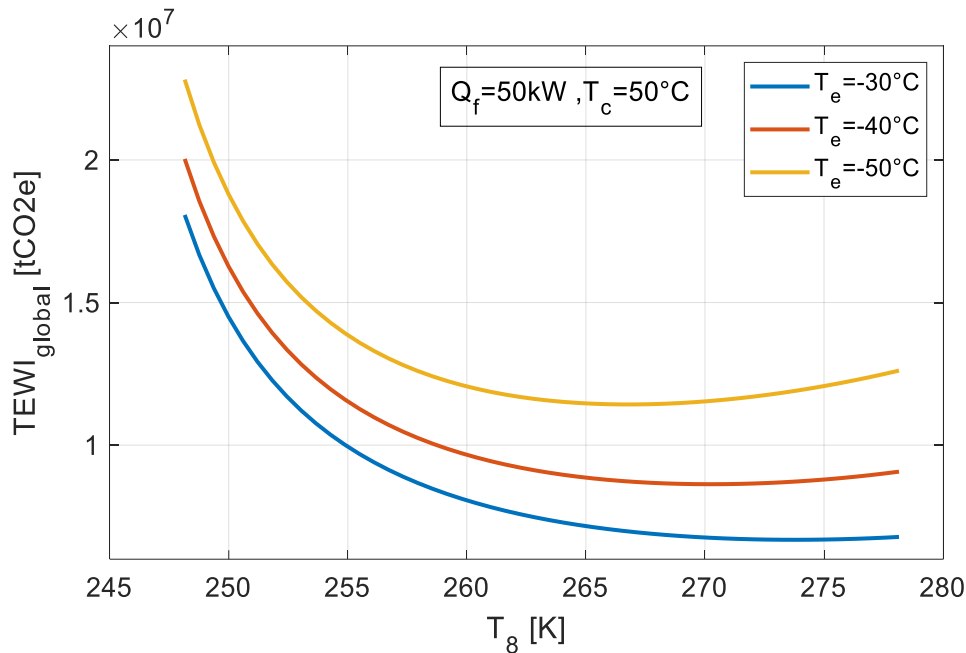


**Figure III-19** : Influence de la température  $T_8$  sur le  $TEWI_{bt}$  pour  $Q_f=50 \text{ kW}$ ,  $T_c=50^\circ\text{C}$  et pour  $T_e = -30^\circ\text{C}$ ,  $-40^\circ\text{C}$  et  $-50^\circ\text{C}$



**Figure III-20** : Influence de la température  $T_8$  sur le  $TEWI_{ht}$  globale pour  $Q_f=50 \text{ kW}$ ,  $T_c=50^\circ\text{C}$  et pour  $T_e = -30^\circ\text{C}$ ,  $-40^\circ\text{C}$  et  $-50^\circ\text{C}$

La figure (III.21) présente la variation du TEWI en fonction de la température à l'entrée de l'évapo-condenseur  $T_8$  pour les fluides frigorigènes utilisés, et pour  $T_e = -30^\circ\text{C}$ ,  $-40^\circ\text{C}$  et  $-50^\circ\text{C}$ .



**Figure III-21** : Influence de la température  $T_8$  sur le TEWI globale pour  $Q_f=50$  kW  $T_c=50$  °C et pour  $T_e= -30^\circ\text{C}, -40^\circ\text{C}$  et  $-50^\circ\text{C}$

L'évolution de l'Impact réchauffement total équivalent est inversement proportionnelle à l'augmentation de la température  $T_8$ , on observe que quand la température  $T_8$  augmente le TEWI diminue.

Ceci revient à la diminution de la puissance consommée par les compresseurs (**Figure III-5**).

On constate aussi une augmentation proportionnelle de TEWI à l'augmentation de la température d'évaporation.

### III.2 Influence du sous refroidissement $\Delta T_{sr}$

Pour ce cycle nous avons ajouté deux échangeurs afin d'assurer un sous refroidissement à chaque étage où la différence de température de sous-refroidissement  $\Delta T_{sr} = 3^\circ\text{C}, 5^\circ\text{C}$  et  $7^\circ\text{C}$

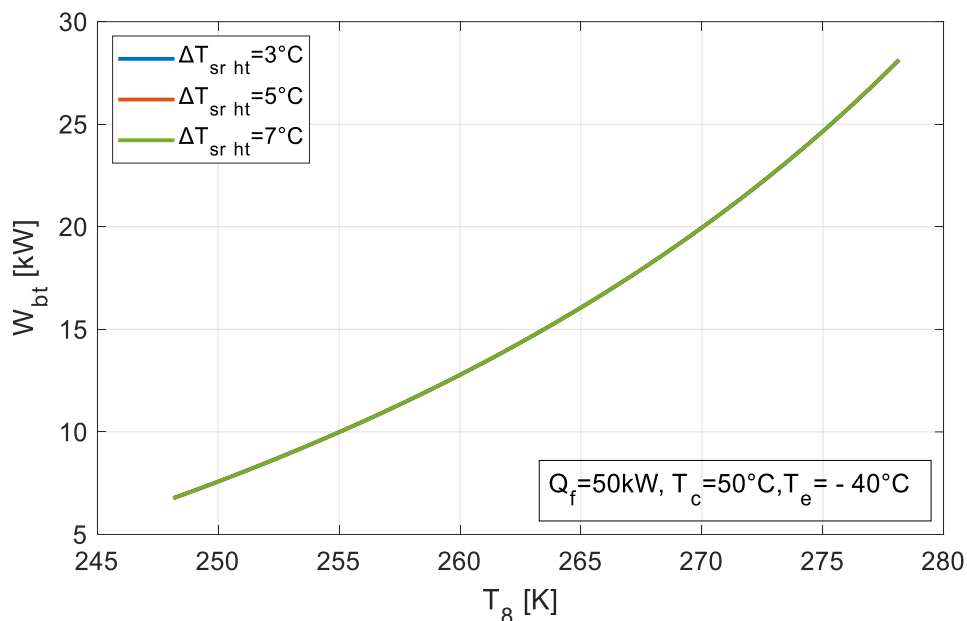
- Une puissance frigorifique  $\dot{Q}_f = 50\text{kW}$ .
- Une température d'évaporation  $T_e = -40^\circ\text{C}$ .
- Une température de condensation  $T_c = 50^\circ\text{C}$ .

### III.2.1 Influence de la température $T_8$ sur les puissances consommées par les compresseurs en fonction de $\Delta T_{srht}$

Les figures (III.22) (III.23) et (III.24) montrent la variation des puissances consommées par les compresseurs en fonction de la température  $T_8$ . Avec une température de sous-refroidissement  $\Delta T_{srht} = 3^\circ C, 5^\circ C$  et  $7^\circ C$ .

Dans l'étage basse température, la puissance consommée par le compresseur (bt) augmente proportionnellement à la température  $T_8$ , et  $W_{ht}$  passe de  $6,542kW$  à  $28,1349kW$ .

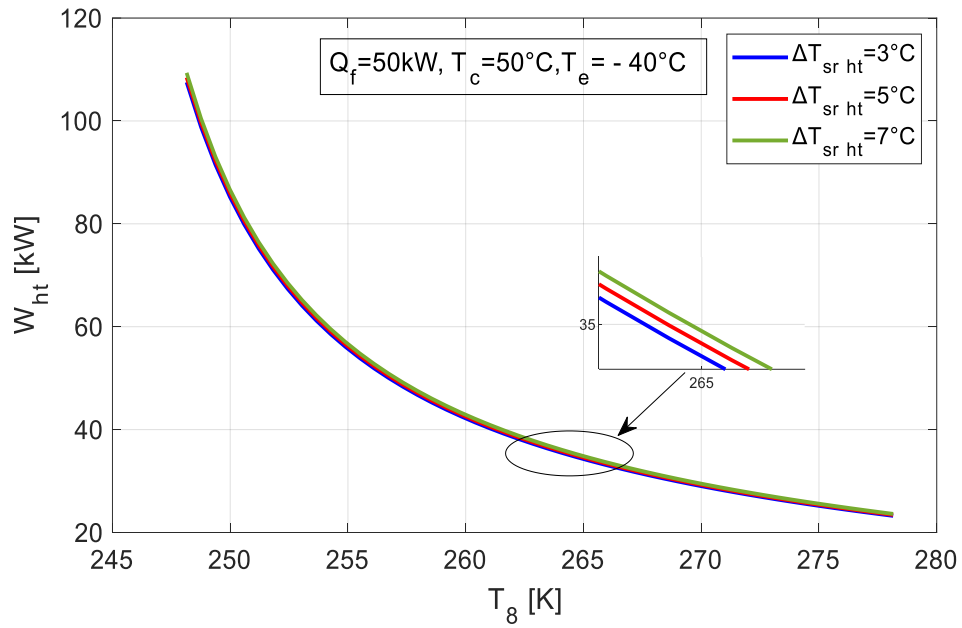
Pour l'étage haute température on constate une diminution importante du travail du compresseur à titre d'exemple lorsque  $\Delta T_{srht} = 3^\circ C$ ,  $W_{ht}$  diminue de  $107.564 kW$  à  $24.949 kW$  proportionnellement à l'augmentation de  $T_8$ .



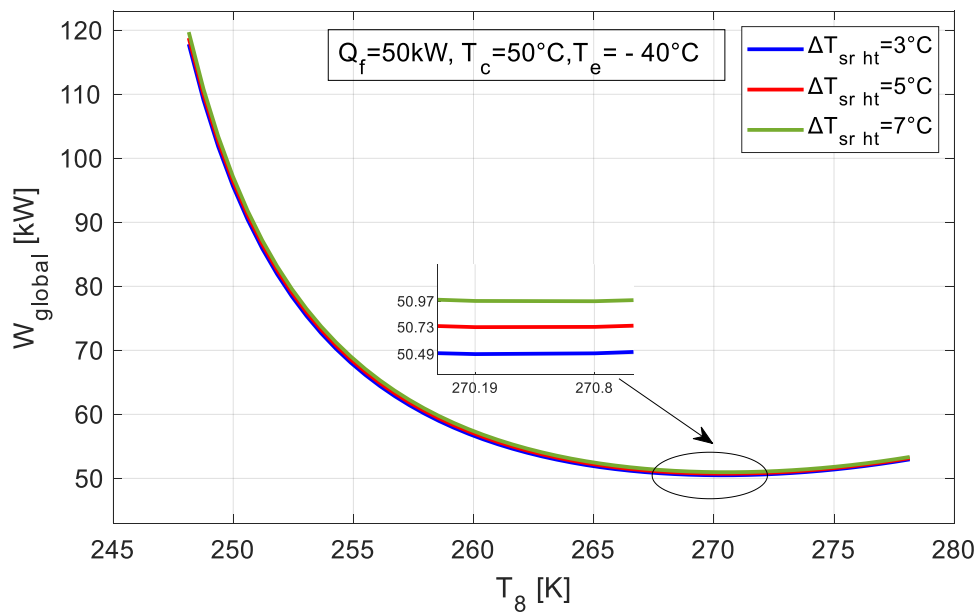
**Figure III-22** : Influence de la température  $T_8$  sur la puissance consommée par le compresseur basse température pour  $Q_f = 50 kW$ ,  $T_e = -40^\circ C$  et pour  $T_c = 50^\circ C$

Pour  $W_{global}$  qui représente la somme des puissances consommées par les deux compresseurs nous constatons une diminution de  $117.830 kW$  jusqu'à une borne inférieure ou  $T_8 = -2.96^\circ C$  qui représente un point où la consommation totale est minimale.

On constate aussi que la puissance mécanique consommée augmente avec l'augmentation de la température du sous-refroidissement ceci est expliqué par le fait qu'à la sortie de l'évaporateur du 2ème étage nous avons des températures de surchauffe supérieures à celles du sous-refroidissement.



**Figure III-23 :** Influence de la température  $T_8$  sur la puissance consommée par le compresseur haute température pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40^\circ\text{C}$  et pour  $T_c = 50^\circ\text{C}$

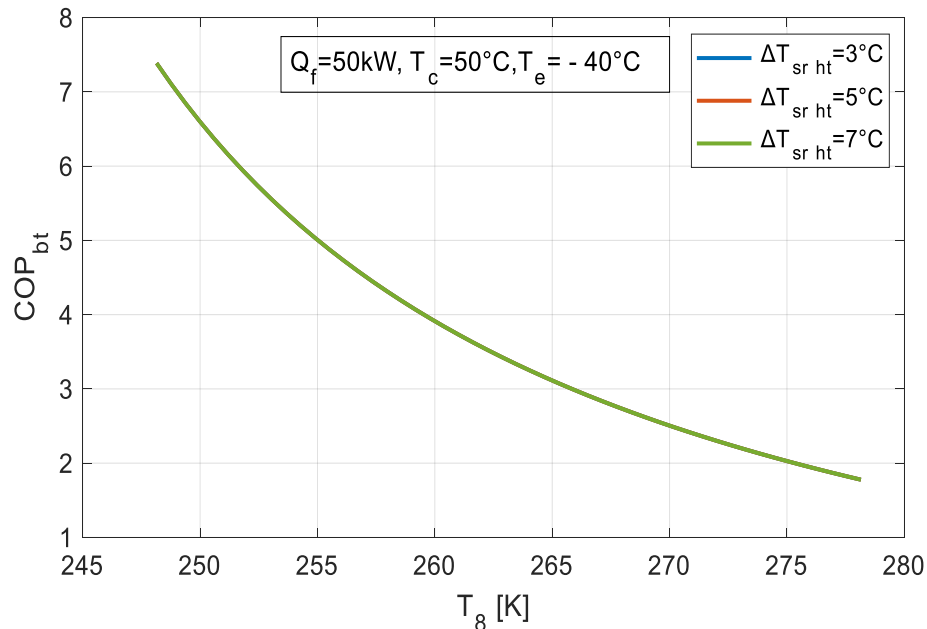


**Figure III-24 :** Influence de la température  $T_8$  sur la puissance globale consommée par les deux compresseurs pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40^\circ\text{C}$  et pour  $T_c = 50^\circ\text{C}$

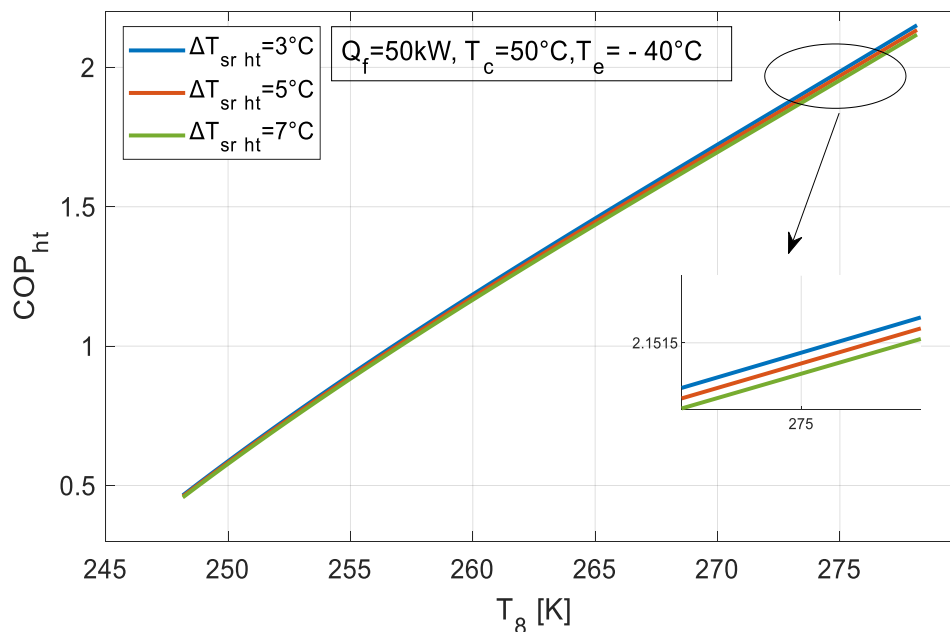
### III.2.2 Influence de la température $T_8$ sur les coefficients de performances en fonction de $\Delta T_{srht}$

Les figure (III.25) (III.26) et (III.27) montrent la variation des coefficients de performance en fonction de la température  $T_8$ . Avec une température de sous-refroidissement  $\Delta T_{srht} = 3^\circ C, 5^\circ C$  et  $7^\circ C$

Le coefficient de performance de l'étage basse température passe de 7,380 à 1,703 proportionnellement à l'augmentation de la température  $T_8$ .



**Figure III-25** : Influence de la température  $T_8$  sur  $COP_{bt}$  pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40^\circ C$  et pour  $T_c = 50^\circ C$

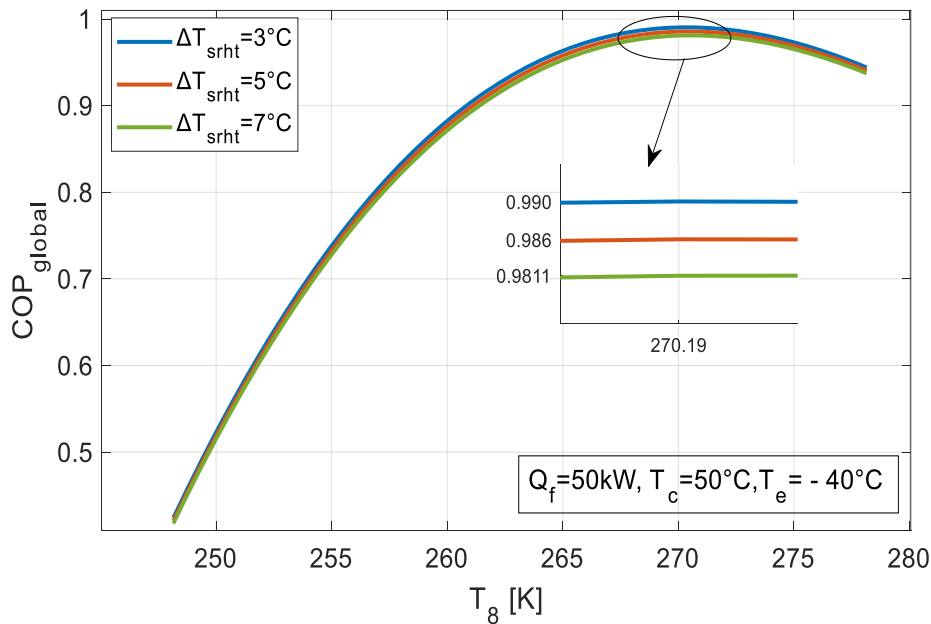


**Figure III-26** : Influence de la température  $T_8$  sur  $COP_{ht}$  pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40^\circ C$  et pour  $T_c = 50^\circ C$

Pour le deuxième étage le  $COP$  augmente proportionnellement à l'augmentation de  $T_8$  atteignant la valeur de 2.1342 à  $T_8=5^\circ\text{C}$  lorsque de  $\Delta T_{srht} = 5^\circ\text{C}$  à titre d'exemple.

Pour le même  $\Delta T_{srht}$  le coefficient de performance global passe de 0,1 à 0,985 avec l'augmentation de la température  $T_8$ . C'est le point idéal où la dissipation de puissance mécanique est minimisée.

Ces résultats convergent avec le résultat trouvé par **Lee.all** [32].



**Figure III-27** : Influence de la température  $T_8$  sur  $COP_{global}$  pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40^\circ\text{C}$  et pour  $T_c = 50^\circ\text{C}$

### III.2.3 Influence de la température $T_8$ sur l'exergie détruite globale en fonction de $\Delta T_{srht}$

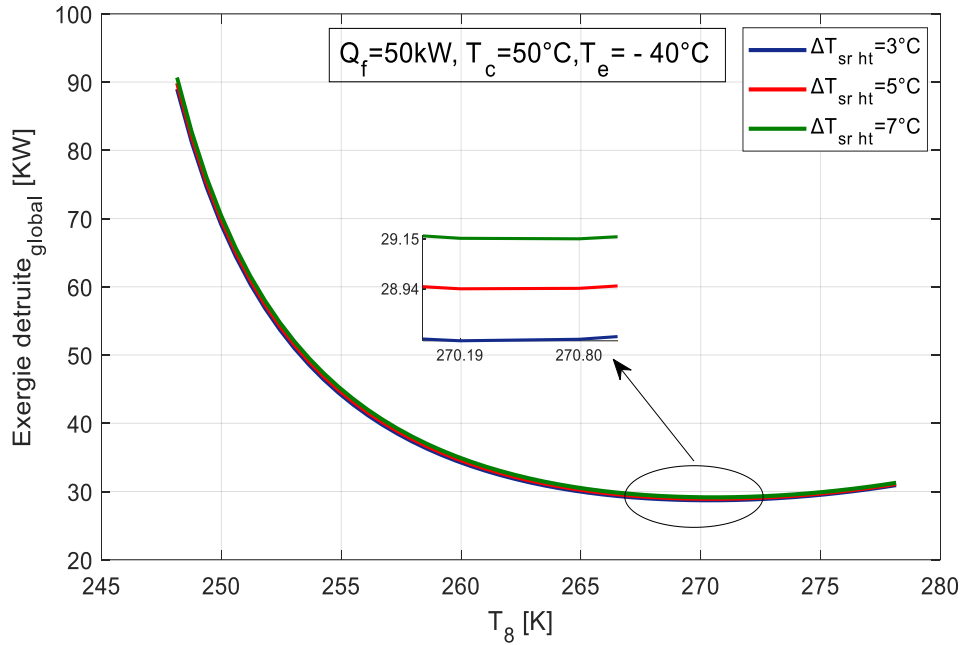
La figure (III.28) montre l'influence de la température  $T_8$  sur l'exergie détruite global du système. Avec une température de sous-refroidissement  $\Delta T_{srht} = 3^\circ\text{C}, 5^\circ\text{C}$  et  $7^\circ\text{C}$

L'exergie totale détruite diminue proportionnellement à l'augmentation de la température d'entrée de l'évapo-condenseur.

Comme exemple lorsque la différence de température de sous-refroidissement égale à  $5^\circ\text{C}$  l'exergie détruite diminue de  $89.845 \text{ kW}$  à  $28.936 \text{ kW}$  à  $T_8 = -2.96^\circ\text{C}$  qui représente le point où l'exergie détruite est minimal.

On constate aussi une augmentation de cette dernière proportionnelle à l'augmentation de  $\Delta T_{srht}$ .

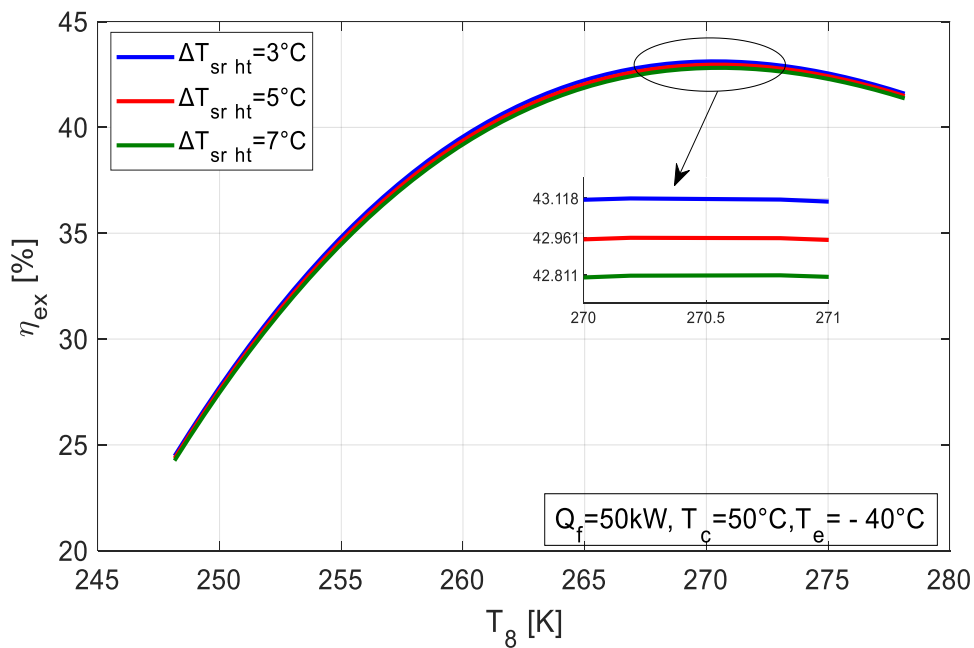
On souligne que ces résultats sont similaires aux résultats de **Getu.al** [33].



**Figure III-28 :** Influence de la température  $T_8$  sur l'exergie détruite globale pour  $Q_f=50$  kW,  $T_e=-40$  °C et pour  $T_c=50$ °C.

**III.2.4 Influence de la température  $T_8$  sur le rendement exérgétique en fonction  $\Delta T_{srht}$**

La figure montre (III.29) l'influence de la température  $T_8$  sur le rendement exérgétique du système. Avec une température de sous-refroidissement  $\Delta T_{srht} = 3^\circ C, 5^\circ C$  et  $7^\circ C$



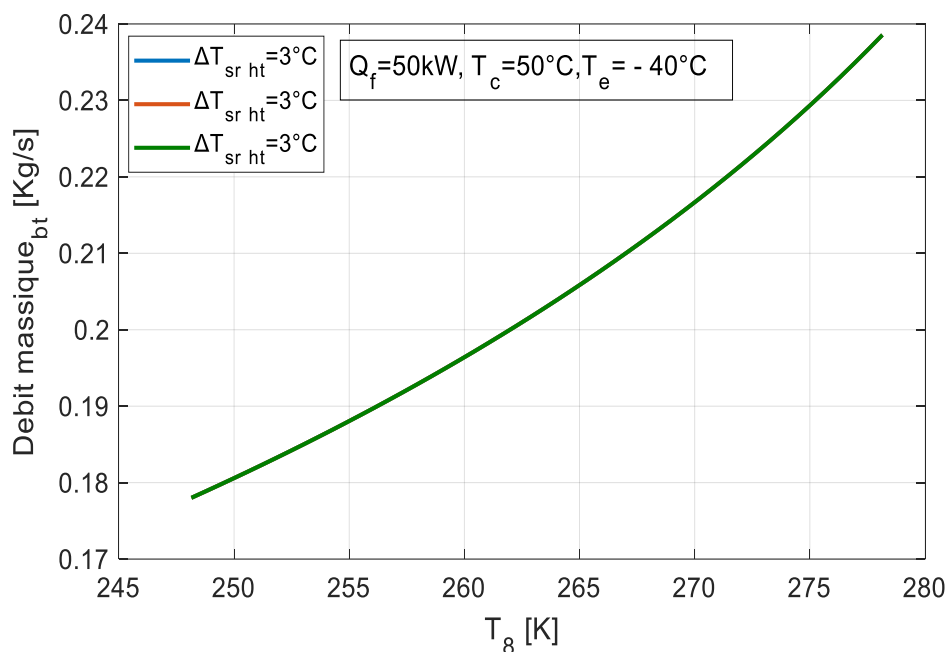
**Figure III-29:** Influence de la température  $T_8$  sur le rendement exergetique pour  $Q_f = 50$  kW ,  $T_e = -40$  °C et pour  $T_c = 50$ °C

On peut voir que l'efficacité exergetique de l'installation augmente proportionnellement avec l'augmentation de la température  $T_8$  et diminue avec l'augmentation de la différence de température de sous-refroidissement.

A titre d'exemple pour  $\Delta T_{srht} = 3^\circ C$  le rendement exergetique augmente de 24.01 % jusqu'à atteindre la maximale de 43.11 %. Par contre quand  $\Delta T_{srht} = 7^\circ C$  la valeur maximale du rendement diminue relativement de 0.70% (42.81%).

### III.2.5 Influence de la température $T_8$ sur le débit massique en fonction de $\Delta T_{srht}$

La figure (III.30) et (III.31) montrent la variation des débits massiques en fonction de  $T_8$  avec une température de sous-refroidissement  $\Delta T_{srht} = 3^\circ C, 5^\circ C$  et  $7^\circ C$ .

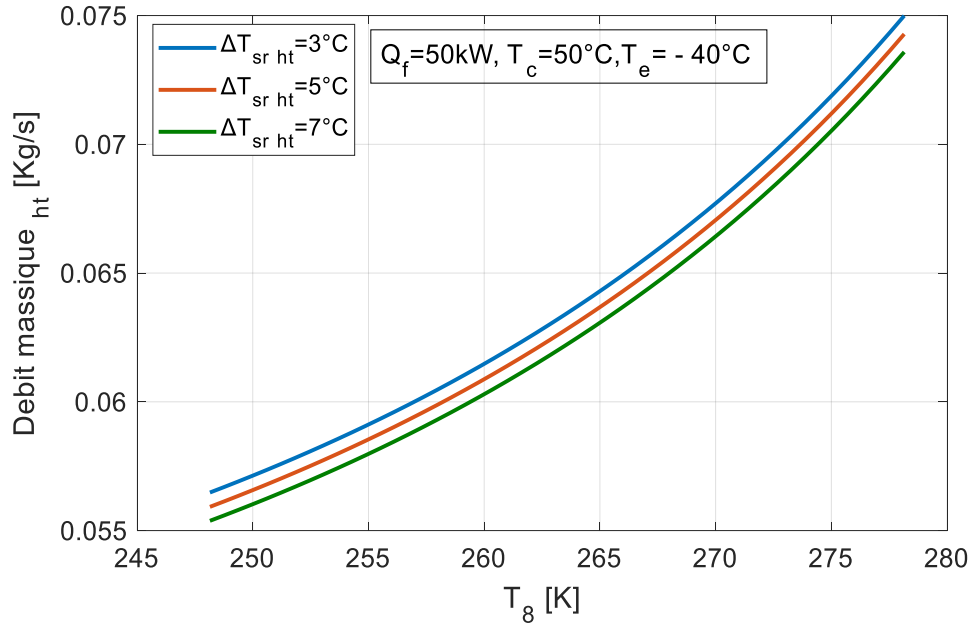


**Figure III-30** : Influence de la température  $T_8$  sur le débit massique  $m_{bt}$   $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40^\circ \text{C}$  et pour  $T_c = 50^\circ \text{C}$

On constate une augmentation proportionnelle des débits massiques des réfrigérants à l'augmentation de la température  $T_8$ .

On constate une influence du changement de  $\Delta T_{srht}$  le débit massique circulant dans l'étage haute température de sorte qu'à chaque fois que  $\Delta T_{srht}$  augmente  $m_{ht}$  diminue

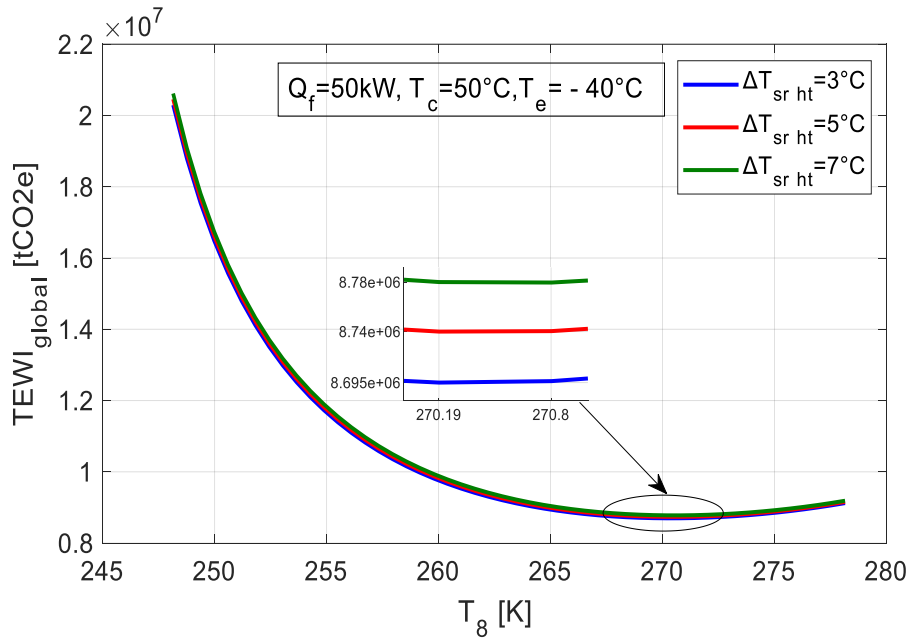
On doit noter que les résultats illustrés par ces figure convergent a ceux trouvé par Getu.al [33].



**Figure III-31:** Influence de la température  $T_8$  sur le débit massique  $_{ht}$   $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40^\circ\text{C}$  et pour  $T_c = 50^\circ\text{C}$

**III.2.6 Influence de la température  $T_8$  sur le TEWI en fonction de  $\Delta T_{srht}$**

La figure (III.32) présente l'influence de la température  $T_8$  sur le TEWI, avec une température de sous-refroidissement  $\Delta T_{srht} = 3^\circ\text{C}$ ,  $5^\circ\text{C}$  et  $7^\circ\text{C}$ .



**Figure III-32 :** Influence de la température  $T_8$  sur TEWI pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40^\circ\text{C}$  et pour  $T_c = 50^\circ\text{C}$

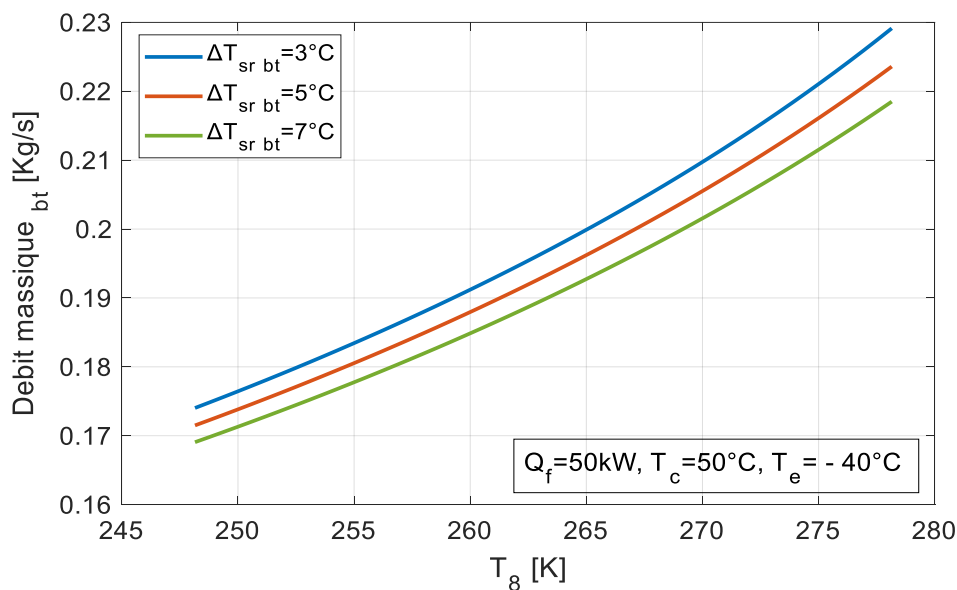
On constate une diminution de  $TEWI$  proportionnelle à l'augmentation de la température  $T_8$ .

A titre d'exemple lorsque  $\Delta T_{srht} = 3^\circ C$ ,  $TEWI$  diminue de  $2.029 * 10^7 tCO_2e$  jusqu'à atteindre un point où l'impact des réfrigérants sur l'environnement est *minimal* ( $8.695 * 10^6 tCO_2e$ ) à  $T_8 = 2.94^\circ C$ .

On constate aussi une augmentation proportionnelle de  $TEWI$  avec l'augmentation de  $\Delta T_{srht}$ .

### III.2.7 Influence de la température $T_8$ sur les débits massiques des réfrigérants en fonction de $\Delta T_{srht}$

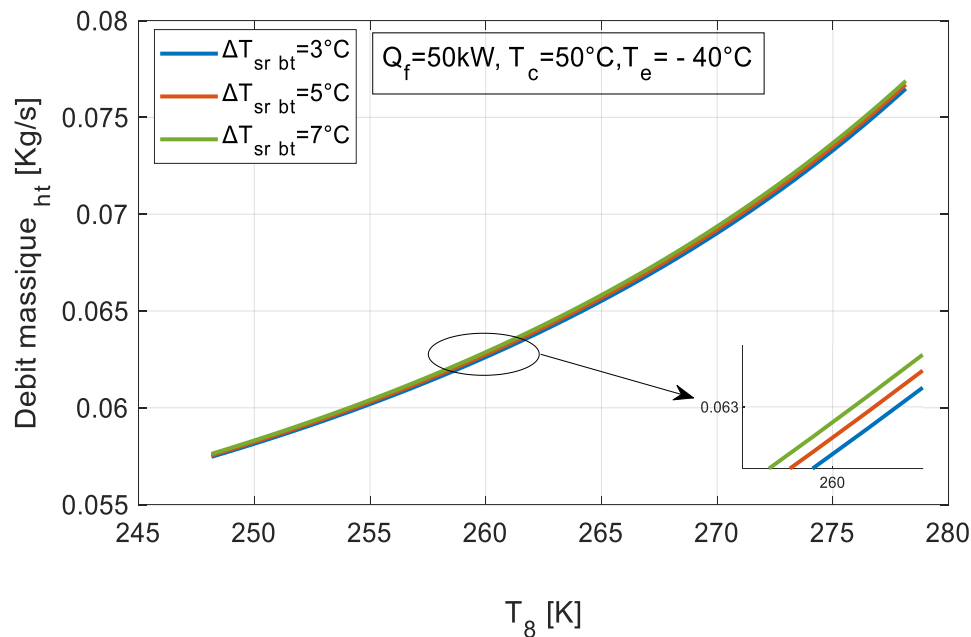
Les figures (III.33) et (III.34) présentent l'influence de la température  $T_8$  sur les débits massiques circulant dans les deux étages de l'installation. Avec une différence de température de sous-refroidissement  $\Delta T_{srht} = 3^\circ C$ ,  $5^\circ C$  et  $7^\circ C$ .



**Figure III-33:** Influence de la température  $T_8$  sur le débit massique  $m_{bt}$  pour  $Q_f=50$  kW,  $T_e=-40$  °C et pour  $T_c=50$ °C

On constate une augmentation proportionnelle des débits massiques des réfrigérants à l'augmentation de la température  $T_8$ .

On constate une influence du changement de  $\Delta T_{srht}$  sur le débit massique circulant dans l'étage haute température de sorte que à chaque fois que  $\Delta T_{srht}$  augmente  $m_{ht}$  diminue.



**Figure III-34** : Influence de la température  $T_8$  sur le débit massique  $m_{ht}$  pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40 \text{ °C}$  et pour  $T_c = 50 \text{ °C}$

A titre d'exemple quand  $\Delta T_{sr bt} = 5 \text{ °C}$   $m_{bt}$  augmente de  $0.171 \text{ Kg/s}$  à  $0.223 \text{ Kg/s}$  dans l'intervalle de températures  $T_8$  de  $-25 \text{ °C}$  à  $5 \text{ °C}$ . Ceci est due à l'augmentation de l'écart des enthalpies ( $h1 - h4$ ) qui diminue, et pour la même  $\Delta T_{sr bt}$ ,  $m_{ht}$  augmente légèrement de  $0.057 \text{ Kg/s}$  à  $0.076 \text{ Kg/s}$  car il est en fonction du débit du  $\text{CO}_2$ .

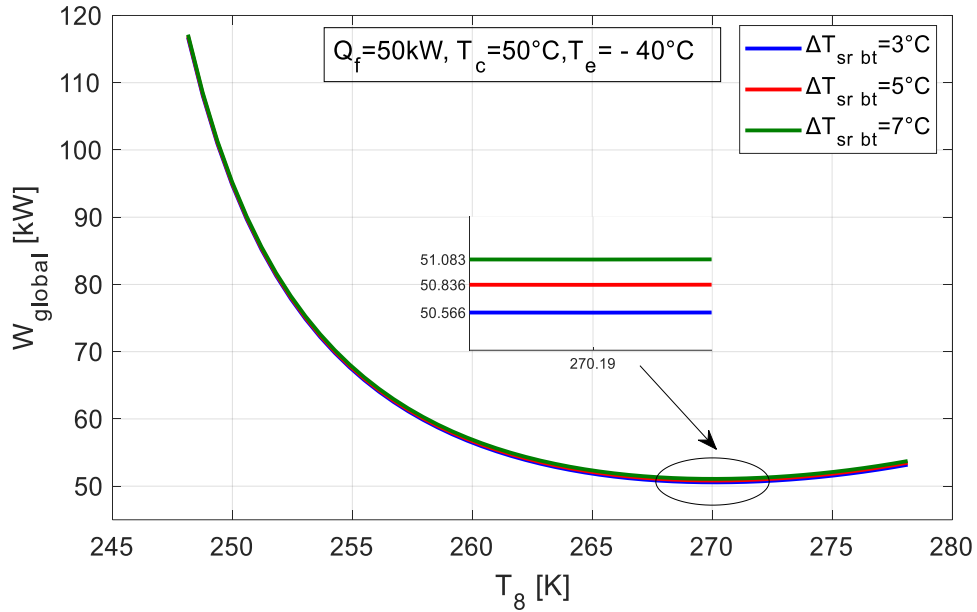
On constate que l'augmentation de  $\Delta T_{sr bt}$  cause l'augmentation des débits massiques.

### III.2.8 Influence de la température $T_8$ sur la puissance consommée par les compresseurs en fonction de $\Delta T_{sr bt}$

La figure (III.35) présente l'influence de la température  $T_8$  sur la puissance globale consommées par les compresseurs. Avec une différence de température de sous-refroidissement  $\Delta T_{sr bt} = 3 \text{ °C}, 5 \text{ °C}$  et  $7 \text{ °C}$ .

Pour  $W_{global}$  qui représente la somme des puissances consommées par les deux compresseurs nous constatons une diminution de  $117.830 \text{ kW}$  jusqu'à une borne inférieure ou  $T_8 = -2.96 \text{ °C}$  qui représente un point où la consommation totale est minimal et égale à  $50.565 \text{ kW}$  lorsque  $\Delta T_{sr bt} = 3 \text{ °C}$ .

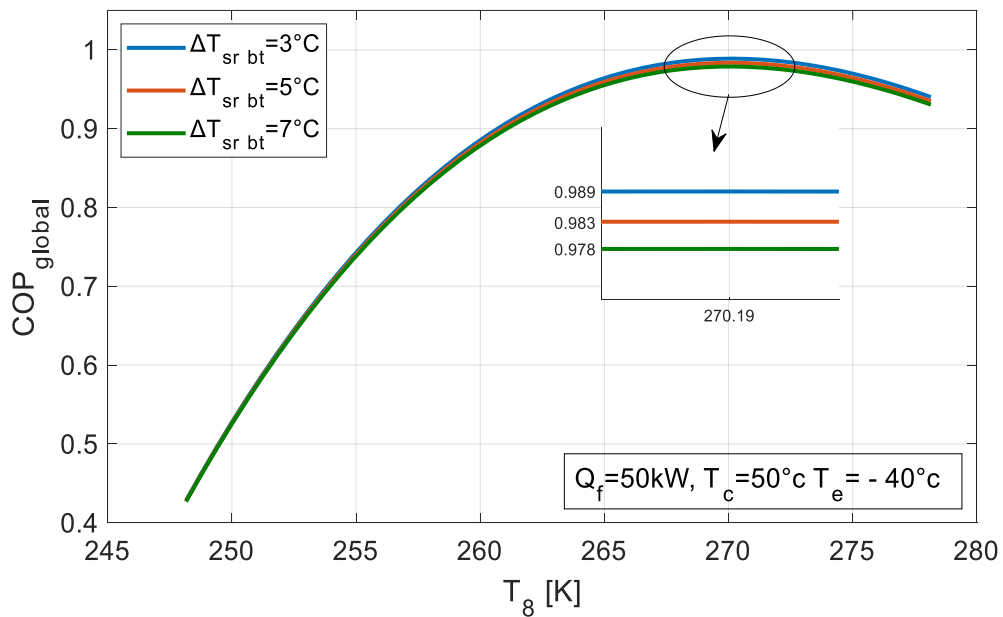
On constate aussi que la puissance mécanique consommée augmente avec l'augmentation de la différence température du sous-refroidissement, due à une différence de température de surchauffe plus grande à la sortie de l'évaporateur.



**Figure III-35 :** Influence de la température  $T_8$  sur  $W_{global}$  pour  $Q_f = 50\text{ kW}$ ,  $T_e = -40\text{ °C}$  et pour  $T_c = 50\text{ °C}$

### III.2.9 Influence de la température $T_8$ sur le coefficient de performance global de l'installation en fonction de $\Delta T_{sr\ bt}$

La figure (III.36) présente l'influence de la température  $T_8$  sur le COP Avec une différence de température de sous-refroidissement  $\Delta T_{sr\ bt} = 3\text{ °C}, 5\text{ °C}$  et  $7\text{ °C}$ .



**Figure III-36 :** Influence de la température  $T_8$  sur  $COP_{global}$  pour  $Q_f = 50\text{ kW}$ ,  $T_e = -40\text{ °C}$  et pour  $T_c = 50\text{ °C}$

On constate une augmentation de 0.438 à 0.978 du coefficient de performance globale proportionnelle à l'augmentation de la température  $T_8$  lorsque  $\Delta T_{srbt} = 7^\circ C$  le point 0.978 représente l'optimal ou la puissance mécanique est minimisée.

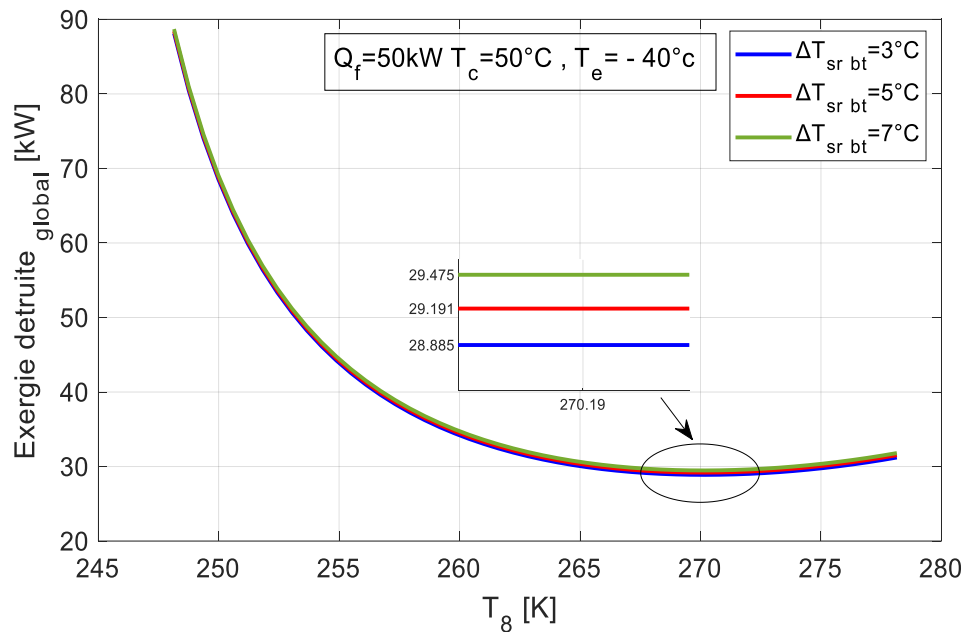
Ces résultats convergent avec le résultat trouvé par **A. Dopazo.al** [13].

### III.2.10 Influence de la température $T_8$ sur l'exergie détruite globale en fonction $\Delta T_{srbt}$

La figure (III.37) présente l'influence de la température  $T_8$  sur l'exergie détruite globale. Avec une différence de température de sous-refroidissement  $\Delta T_{srbt} = 3^\circ C, 5^\circ C$  et  $7^\circ C$ .

On constate une diminution importante de l'exergie détruite globale de  $88.117kW$  à  $28.885kW$  et cela pour une augmentation de la température  $T_8$  variante entre  $-25^\circ C$  et  $-2.94^\circ C$  puis prend à augmenter légèrement et ceci lorsque  $\Delta T_{srbt} = 3^\circ C$ .

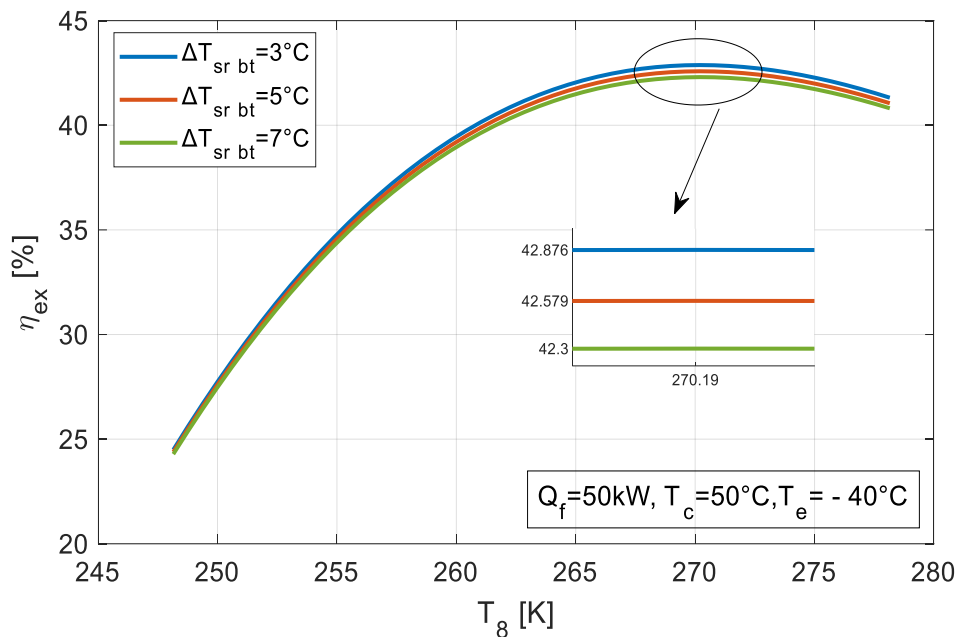
On constate aussi que la  $\Delta T_{srbt}$  influence négativement sur l'exergie détruite globale.



**Figure III-37** : Influence de la température  $T_8$  sur l'exergie détruite globale pour  $Q_f=50$  kW,  $T_e=-40$  °C et pour  $T_c=50$ °C

### III.2.11 Influence de la température $T_8$ sur le rendement exergetique en fonction de $\Delta T_{srbt}$

La figure (III.38) présente l'influence de la température  $T_8$  sur le rendement exergetique. Avec une différence de température de sous-refroidissement  $\Delta T_{srbt} = 3^\circ C, 5^\circ C$  et  $7^\circ C$ .



**Figure III-38** : Influence de la température  $T_8$  sur le rendement exergetique pour  $Q_f = 50\text{ kW}$ ,  $T_e = -40\text{ °C}$  et pour  $T_c = 50\text{ °C}$

On constate que le rendement exérgétique de l'installation augmente proportionnellement avec l'augmentation de la température  $T_8$ , et diminue lorsque la différence de température de sous refroidissement augmente.

A titre d'exemple pour  $\Delta T_{sr\ bt} = 3\text{ °C}$  le rendement exérgétique augmente de 24.05% jusqu'à atteindre la maximale de 42.876 %. Par contre quand  $\Delta T_{sr\ bt} = 7\text{ °C}$  la valeur maximale du rendement est 42.30%.

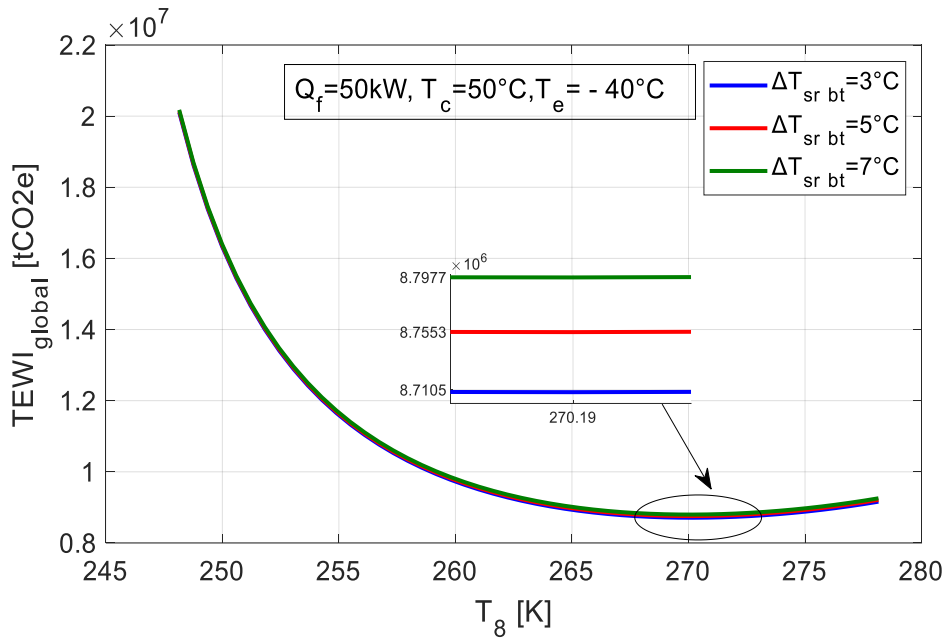
Les résultats dans la figure (**Figure III-32**) sont similaires aux résultats de **A. Dopazo.al** [13].

### III.2.12 Influence de la température $T_8$ sur le TEWI global en fonction de $\Delta T_{sr\ bt}$

La figure (III.39) présente l'influence de la température  $T_8$  sur  $TEWI$  globale. Avec une différence de température de sous-refroidissement  $\Delta T_{sr\ bt} = 3\text{ °C}, 5\text{ °C et } 7\text{ °C}$ .

On constate une diminution de  $TEWI$  proportionnelle à l'augmentation de la température  $T_8$ .

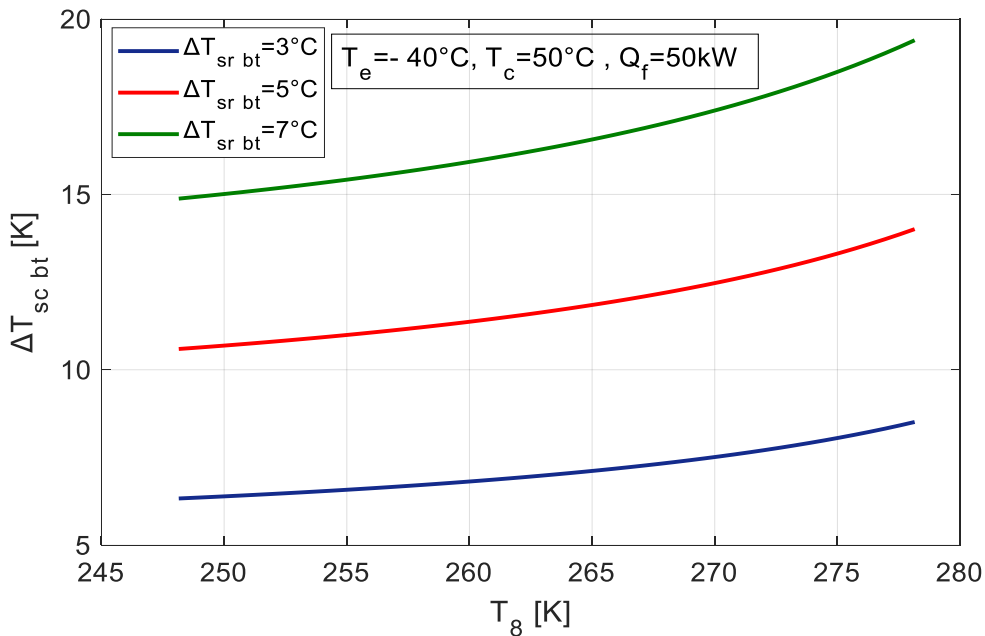
A titre d'exemple lorsque  $\Delta T_{sr\ bt} = 3\text{ °C}$   $TEWI$  diminue de  $2.009 * 10^7\text{ tCO}_2e$  jusqu'à atteindre un point où l'impact des réfrigérants sur l'environnement est minimal ( $9.160 * 10^6\text{ tCO}_2e$ ) à  $T_8 = 2.94\text{ °C}$ . On constate aussi une augmentation proportionnelle de  $TEWI$  avec l'augmentation de  $\Delta T_{sr\ bt}$ .



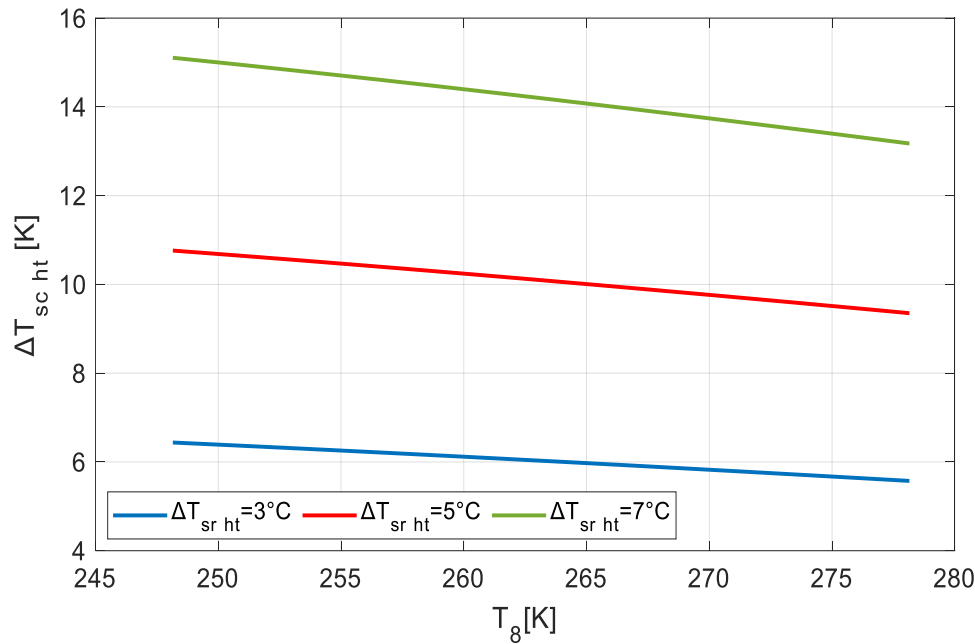
**Figure III-39 :** Influence de la température  $T_8$  sur  $TEWI_{global}$  pour  $Q_f=50$  kW,  $T_e = -40$  °C et pour  $T_c = 50$  °C.

**III.2.13 Influence de la température  $T_8$  sur les  $\Delta T_{sc}$  en fonction de  $\Delta T_{sr}$**

Les figures (III.40) et (III.41) présentent l'influence de la température  $T_8$  sur la différence de température de surchauffe pour les deux étages hauts et basse température. Avec une différence de température de sous-refroidissement  $\Delta T_{sr bt} = 3$  °C, 5 °C et 7 °C



**Figure III-40 :** Influence de la température  $T_8$  sur le  $\Delta T_{sc bt}$  pour  $Q_f=50$  kW,  $T_e = -40$  °C et pour  $T_c=50$  °C



**Figure III-41** : Influence de la température  $T_8$  sur  $\Delta T_{scht}$  pour  $Q_f=50 \text{ kW}$ ,  $T_e = -40^\circ\text{C}$  et pour  $T_c=50^\circ\text{C}$

Lorsque la température  $T_8$  augmente, la surchauffe également augmente proportionnellement.

Nous pouvons également voir que  $\Delta T_{sr}$  influence positivement sur la surchauffe

A titre d'exemple lorsque  $\Delta T_{sr} = 3^\circ\text{C}$  la surchauffe augmente de  $6.3301^\circ\text{C}$  à  $8.5107^\circ\text{C}$  tout au long de l'intervalle de température de l'entrée de l'évaporateur. Et lorsque  $\Delta T_{sr} = 7^\circ\text{C}$  la surchauffe augmente de  $14.8796^\circ\text{C}$  à  $19.3955^\circ\text{C}$ .

Nous constatons d'autre part que la surchauffe est plus grande que le sous-refroidissement et cela signifie que la conductance thermique de l'échangeur est faible (accumulation de chaleur dans le fluide).

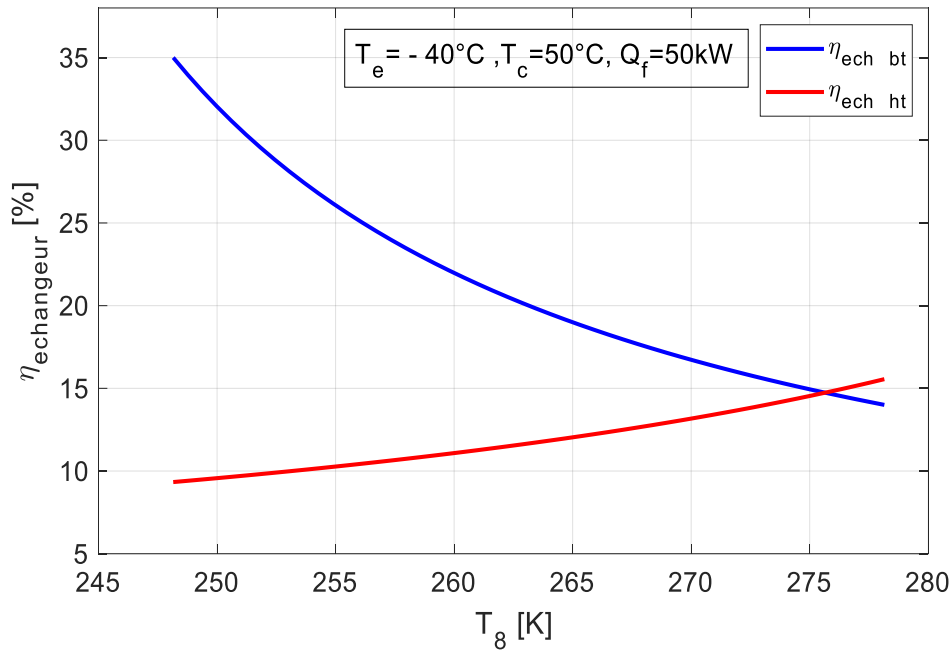
On constate une évolution inversement proportionnelle de la différence de température de surchauffe de l'étage haute température avec l'augmentation de la température  $T_8$ .

Comme exemple à  $\Delta T_{sr} = 5^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T_{scht}$  diminue légèrement de  $10.7625^\circ\text{C}$  à  $9.3517^\circ\text{C}$  avec l'augmentation de  $T_8$ .

Ces résultats ont été précédemment trouvés par **A. Dopazo.al** [13].

### III.2.14 Influence de la température $T_8$ sur l'efficacité des échangeurs :

La figure (III.42) présente l'influence de  $T_8$  sur l'efficacité des échangeurs haute et basse température



**Figure III-42** : Influence de la température  $T_8$  l'efficacité des échangeurs pour  $Q_f=50$  kW,  $T_e = -40$  °C et pour  $T_c=50$ °C

On constate une augmentation de l'efficacité de l'échangeur de l'étage haute température de 9.33 % à 15.55% proportionnellement à l'augmentation de la température  $T_8$  de -25°C à 5°C.

Pour l'étage basse température nous constatons une importante diminution de l'efficacité de l'échangeur à l'augmentation de la température à l'entrée de l'évaporateur de 35% à 13.97%.

Ces résultats ont été obtenus pour une différence de température de sous-refroidissement de 7°C pour les deux étages.

### III.3 Histogramme des exergies détruites des différentes composantes de la machine utilisée

La figure (III.43) présente l'histogramme des exergies détruites de chaque élément de l'installation en fonction de différentes températures d'évaporation et de condensation

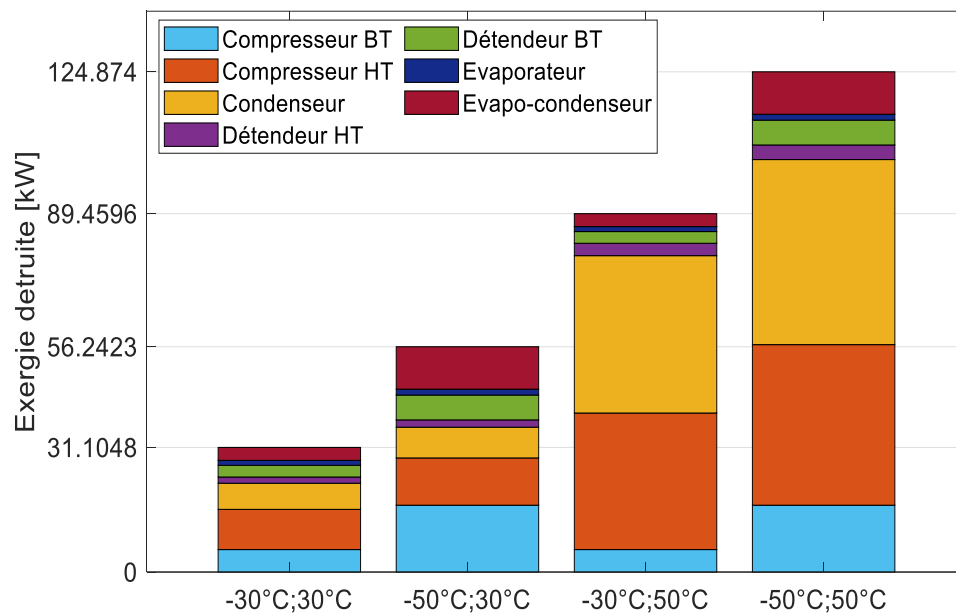
L'exergie détruite du compresseur basse température à  $T_e = -30$ °C et  $T_c = 30$ °C augmente de 0.7218 kW jusqu'à 5.6104 kW et à  $T_e = -50$ °C et  $T_c = 50$ °C ça augmente de 3.9885 kW à 16.6814 kW.

Par contre, pour le compresseur haute température pour  $T_e = -30$ °C et  $T_c = 30$ °C l'exergie détruite diminue de 10.0332 kW jusqu'à 2.0335 kW et de 40.0903 kW à 6.8673 kW pour une augmentation relative de la température de condensation. Et dans l'évaporateur l'exergie détruite qui est égale à 1.4641 kW reste constante.

On a pour  $T_e = -30^\circ\text{C}$  et  $T_c = 30^\circ\text{C}$  l'exergie détruite globale égale à  $31.1048 \text{ kW}$  pour  $T_e = -50^\circ\text{C}$  et  $T_c = 30^\circ\text{C}$  l'exergie détruite globale égale à  $56.2423 \text{ kW}$ .

L'exergie détruite par l'évapo-condenseur augmente de  $1.3425 \text{ kW}$  à  $3.2278 \text{ kW}$  pour  $T_e = -30^\circ\text{C}$  et  $T_c = 30^\circ\text{C}$  et de  $2.7888 \text{ kW}$  à  $10.6032 \text{ kW}$  pour  $T_e = -50^\circ\text{C}$  et  $T_c = 50^\circ\text{C}$

Dans le cas où  $T_e = -50^\circ\text{C}$  et  $T_c = 50^\circ\text{C}$  on a l'exergie détruite globale égale à  $124.874 \text{ kW}$ .



**Figure III-43** : histogramme des exergies détruites de chaque élément pour quatre différentes températures d'évaporation et de condensation et pour  $Q_f = 50 \text{ kW}$  et pour  $T_c = 50^\circ\text{C}$  et  $T_e = -40^\circ\text{C}$ .

On constate donc que lorsque on minimise les températures d'évaporation et de condensation nous obtenons de faibles exergies détruites par rapport à lorsque les températures  $T_c$  et  $T_e$  sont maximisées.

La table III.1 présente une comparaison des résultats des deux cycles (avec et sans échangeur pour  $T_c = 50^\circ\text{C}$ ,  $T_e = -40^\circ\text{C}$  et  $\Delta T_{sr} = 5^\circ\text{C}$

	Sans échangeur	Avec échangeur
COP	0.99	0.98
$\eta_{ex}$	43.35	42.87
TEWI	$0.87 * 10^7$	$0.87 * 10^7$

**Tableau III.1** : comparaison des résultats des deux cycles (avec et sans échangeur pour  $T_c = 50^\circ\text{C}$ ,  $T_e = -40^\circ\text{C}$  et  $\Delta T_{sr} = 5^\circ\text{C}$

### III.4 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 la températures intermédiaires entre les deux étages, ainsi le rendement exergetique des installations.

L'ajout d'un ou plusieurs échangeurs internes ne permet pas systématiquement une amélioration des performances, cela dépend des propriétés thermo physique des réfrigérants utiliser.

Par exemple selon **Domanski.al.1994** l'échangeur interne dégrade le COP du cycle frigorifique R12.

## Conclusion générale

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, évapo-condenseur et échangeur) ainsi les équations des puissances consommées par les compresseurs, les coefficients de performances et les rendements exergétiques des installations pour l'analyse thermodynamique, tout en négligeant les pertes de charge au niveau des conduites.

Pour l'environnementale nous avons calculé le taux de CO<sub>2</sub> rejeté par les installations à l'environnement.

Les résultats de ce projet sont les suivants :

Nous avons varié la température  $T_8$  à l'entrée de l'évapo-condenseur (2<sup>ème</sup> étage) entre  $-25^{\circ}\text{C}$  jusqu'à  $5^{\circ}\text{C}$ . Utilisant les fluides frigorigènes : CO<sub>2</sub> pour le 1<sup>er</sup> étage et l'Ammoniac pour le second, avec une puissance frigorifique de  $50\text{kW}$ .

Lorsque la température à l'entrée de l'évapo-condenseur ( $T_8$ ) augmente, la puissance consommée par le compresseur  $W_{global}$  et l'exergie détruite globale diminuent, donc le COP et le rendement exergétique augmentent.

En ce qui concerne l'analyse environnementale nous avons une diminution du TEWI avec l'augmentation de la température d'entrée de l'évapo-condenseur.

L'augmentation de la température  $T_8$  influe positivement sur l'efficacité du cycle de notre installation.

Quand  $T_c = 50^{\circ}\text{C}$ ,  $T_e = -40^{\circ}\text{C}$  et pour une puissance frigorifique de  $50\text{kW}$  les optimums ont été obtenus à  $T_{8=} -2.96^{\circ}\text{C}$ . Ces derniers diminuent avec la diminution des températures de condensation et d'évaporation.

Les meilleures performances pour cette installation ont été obtenues lorsque  $T_c=30^{\circ}\text{C}$   $T_e=-30^{\circ}\text{C}$  ( $\eta_{ex}=47.58\%$  et  $\text{COP}=1.972$ ).

Les émissions indirectes des gaz CO<sub>2</sub> et NH<sub>3</sub> ont une forte influence sur le TEWI global.

L'augmentation de la différence de température de sous-refroidissement influe négativement sur l'efficacité de notre installation, car nous obtenons de l'autre côté une différence de température de surchauffe plus grande. Donc l'installation d'un ou plusieurs échangeurs thermiques internes n'améliore pas systématiquement les performances et dépend des propriétés thermo-physiques du fluide frigorigène utilisé.

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.

## Références bibliographiques :

- [1] [www.etudier.com/dissertations/Historique-FluidesFrigorig%C3%A8nes/48127476.html/](http://www.etudier.com/dissertations/Historique-FluidesFrigorig%C3%A8nes/48127476.html/)
- [2] Ibrahim Dincer and Marc A. Rosen: Exergy Analysis of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning. Methods and Applications. 2015, Pages 1-42.
- [3]: HAMDOUCHE KHIREDDINE, Modélisation des propriétés thermodynamiques Des fluides frigorigènes THESE Présentée pour l'obtention du diplôme de Magister En Génie Climatique 2009.
- [4] Sempore Jean Francis-Groupe des Ecoles EIER ETSHER (GEF), Site internet : [www.eieretsher.org](http://www.eieretsher.org) .
- [5] J. Bernier, 'La pompe à chaleur : Déterminer-Installer-Entretien', PYC Livres', paris 2004.
- [6] Michel Mondot, Ahmed Bensafi, Christophe Marvillet . 'L'après R22 : Guide des frigorigènes pour la climatisation', PYC Livres.
- [7] S. Zouaoui Polycopié de cours Machine Frigorifique et pompes à chaleur. Destiné aux étudiants de L3 énergétique. Université mouloud Mammeri Département génie mécanique. Juin 2017
- [8] <https://azprocede.pagesperso-orange.fr/groupe%20frigo%20cycle%20cascade.html> .
- [9] Maxime DUMINIL, Jean-Pierre DOMBLIDES . Théorie des machines frigorifiques - Machine à compression mécanique-Cycles multiétages. Technique de l'ingénieur. ti204
- [10] Volodymyr Voloshchuk, Thermodynamic Of Vapor Compression Refrigeration Cycle,Maple Soft, in press June 2016.
- [11] FORLOUL Abdelillah LAHRECHE Brahim. Etude d'un circuit frigorifique. Mémoire de master Université de Mostaganem 2022.
- [12] Tzong-Shing Lee, Cheng-Hao Liu, Tung-Wei Chen. Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> cascade refrigeration systems. International Journal of Refrigeration 29 (2006) 1100-1108.
- [13] J. Alberto Dopazo, José Fernández-Seara , Jaime Sieres, Francisco J. Uhiá. Theoretical analysis of a CO<sub>2</sub>-NH<sub>3</sub> cascade refrigeration system for cooling applications at low temperatures. Applied Thermal Engineering. 29 (2009) 1577-1583.
- [14] J. Alberto Dopazo, José Fernández-Seara. Experimental evaluation of a cascade refrigeration system prototype with CO<sub>2</sub> and NH<sub>3</sub> for freezing process applications. international journal of refrigeration 34 (2011) 257-267.
- [15] Damoon Aghazadeh Dokandari, Alireza Setayesh Hagh, S.M.S. Mahmoudi. Thermodynamic investigation and optimization of novel ejector-expansion CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> cascade refrigeration cycles (novel CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> cycle). International journal of refrigeration 46 (2014) 26-36.

- [16] Khelifa Salhi , Mourad Korichi , Khaled M. Ramadan. Thermodynamic and thermo-economic analysis of compression absorption cascade refrigeration system using low-GWP HFO refrigerant powered by geothermal energy. *International Journal of Refrigeration* 94 (2018) 214-229.
- [17] Mert Sinan Turgut, Oguz Emrah Turgut. Comparative investigation and multi objective design optimization of R744/R717, R744/R134a and R744/R1234yf cascade refrigeration systems. *Heat and Mass Transfer* 55 (2019):445–465.
- [18] R. Cabello, A. Andreu-Nácher, D. Sánchez, R. Llopis, F. Vidan-Falomir. Energy comparison based on experimental results of a cascade refrigeration system pairing R744 with R134a, R1234ze(E) and the natural refrigerants R290, R1270, R600a. *International Journal of Refrigeration* 148, (2023),131-142
- [19] Zhili Sun, Qifan Wang, Baomin Dai, Meng Wang, Zhiyuan Xie. Options of low global warming potential refrigerant group for a three-stage cascade refrigeration system. *International Journal of Refrigeration* 100 (2019) 471-483.
- [20] Zhili Sun, Qifan Wang, Dandan Su, Shengchun Liu, Baomin Dai. Comparative analysis of thermodynamic performance of CO<sub>2</sub> cascade refrigeration system assisted with expander and mechanical subcooling. *Applied thermal engineering* 162, (2019) 114303.
- [21] Ranendra Roy, Bijan Kumar Mandal. Thermo-economic analysis and multi-objective optimization of vapour cascade refrigeration system using different refrigerant combination. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry* 139 (2020) 3247–3261.
- [22] Ipsita Das et Samiran Samanta. Analyses énergétiques et exergetiques comparatives d'un système de réfrigération en cascade associant le R744 au R134a, R717, R1234yf, R600, R1234ze, R290. In press 2020.
- [23] Mihir H. Amin, Hetav M. Naik, Bidhin B. Patel, Prince K. Patel, and Snehal N. Patel. Exergy and energy analyses of half effect–vapor compression cascade refrigeration system. In press 2021.
- [24] Kaushalendra Kumar Singh, Rajesh Kumar, Anjana Gupta. Multi-objective optimization of thermodynamic and economic performances of natural refrigerants for cascade refrigeration. *Arabian Journal for Science and Engineering* 46 (2021) 12235–12252.
- [25] Bartosz Gil, Anna Szczepanowska and Sabina Rosiek. New HFC/HFO blends as refrigerants for the vapor-compression refrigeration system (VCRS). *Energies* 14 (2021) 946.
- [26] Parthiban Kasi, M. Cheralathan. Performance analysis of cascade refrigeration system with alternative refrigerants to reduce carbon emission. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. In press (2023).
- [27] Ebru Mançuhan , Barış Tunç , Kübra Yetkin , Cem Çelik. Comparative analysis of cascade refrigeration systems' performance and environmental impacts. *JOTCSB*. 2(2): (2019) 97-108.
- [28] Zhan Liu, Minkai Bai, Haihui Tan, Yunzhi Ling, Zhen Cao. Experimental test on the performance of a –80 °C cascade refrigeration unit using refrigerants R290-R170 for COVID-19 vaccines storage. *Journal of Building Engineering* 63 (2023) 105537.

- [29] Saleh S. Baakeem, Jamel Orfi, Abdullah Alabdulkarem: Optimization of a multistage vapor-compression refrigeration system for various refrigerants. *Applied thermal engineering* 136 (2018) 84-96.
- [30] M. Martinez-Angeles, E Sacco, G. Toffoletti, L. Nebot-Andres, D. Sanchez, R. Cabello G. Cortella , R. Llopis : Evaluation of CO<sub>2</sub>-doped blends in single-stage with IHX and parallel compression refrigeration architectures. *Journal Pre-proof*. In press (2023).
- [31] Vivek K. Patel, Bansi D. Raja, Parth Prajapati, Laxmikant Parmar, Hussam Jouhara. An investigation to identify the performance of cascade refrigeration system by adopting high-temperature circuit refrigerant R1233zd(E) over R161. *International Journal of Thermofluids* 17 (2023) 100297
- [32] Lee, T., Liu, C., Chen, T. Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> cascade refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration* 29(7), (2006) 1100-1108
- [33] Getu, H., Bansal, P. Thermodynamic analysis of an R744-R717 cascade refrigeration system. *International Journal of Refrigeration* 31 (2008) 45-54.