

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Djilali Bounaama - Khemis Miliana



Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de la Technologie

Mémoire du Projet de Fin d'Etudes

Pour l'obtention de diplôme

Master

En

« Génie Mécanique »

Spécialité :

« Energétique »

Titre :

Analyse exergetique d'un cycle de réfrigération à compression de vapeur en utilisant des réfrigérants à faible potentiel de réchauffement global

Réalisé par :

ALISMAIL Mohamed

MOHAMED BOUZIANE Abdelkadir

Encadré par :

Dr. TOUAIBI Rabah

Année Universitaire : 2020/2021

Dédicace

Je dédie du profond de mon cœur ce travail :

À mon honneur, mon lien dans la vie, mon cher père Alliche ALISMAIL, aucune dédicace ne saurait exprimer l'amour, l'estime, le dévouement et le respect que j'ai toujours eu pour vous. Rien au monde ne vaut les efforts fournis jour et nuit pour mon éducation et mon bien être. Ce travail est le fruit de tes sacrifices que tu as consentis pour mon éducation et ma formation.

À la prunelle de mes yeux, la lumière de ma vie, mon précieux cadeau du Dieu, mon adorable mère "K. D" qui m'a soutenu et encouragé durant ces années d'études, qu'elle trouve ici le témoignage de ma profonde reconnaissance.

À ma grand-mère, le symbole de la bonté, la source de tendresse, l'exemple du dévouement qui n'a pas cassé de m'encourager et de prier pour moi.

À mes frères "Djamel eddine" et "Farouk" et "Abdelkader" et ma sœurs "A", qui ont étaient la source de ma force et mon encouragement.

À mon binôme " Abdelkader", mon proche ami qui a partagé ma fatigue et me lever tard, qui m'a aidé dans la rédaction de ce travail, qui est le fruit de nos années d'études.

À notre encadreur "Dr. R. TOUAIBI" qui nous a aidés à terminer ce travail de la meilleure façon possible, qui nous a suivis tout au long de la préparation de la mémoire et nous avons guidé et conseillé

À "Ayoub", " Hamza et Hamza ", "Rabah", "Abdelhak", " Khaled ", "Abdelkader" et a tous mes amies proches

À tous mes enseignants et mes collègues.

À tous ma famille, et tous ceux qui me connaissent de loin ou de près

ALISMAIL MOHAMED

Dédicace

Je dédie ce modeste mémoire

A mon très cher père mohamed mansour

Je dédie cette humble note à l'âme de mon précieux père, Mohammed Mansour.

De tous les pères, tu as été le meilleur, je savais prendre soin de moi. Il m'inculque les nobles valeurs de la vie et m'enseigne le sens du travail, de l'honnêteté et de la responsabilité. Je demande à Dieu d'avoir pitié de lui et de l'entrer au paradis.

À la prunelle de mes yeux, la lumière de ma vie, mon précieux cadeau de Dieu et mon adorable mère "B. A" ; bien que malade et fatigué la plupart du temps, m'a soutenu et encouragé à travers ces années d'étude, pour laquelle elle trouvera ici le témoignage de ma plus profonde gratitude.

À tous mes frères et ma sœurs " R", qui sont été la source de ma force et mon encouragement.

A tous mes chers frères, et ma sœur R pour ses soutiens moraux afin de me remonter le moral.

À mon binôme " Mohamed", mon proche ami qui a partagé ma fatigue et me lever tard, qui m'a aidé dans la rédaction de ce travail, qui est le fruit de nos années d'études.

À notre encadreur "Dr. R. TOUAIBI" qui nous a aidés à terminer ce travail de la meilleure façon possible, qui nous a suivis tout au long de la préparation de la mémoire et nous avons guidé et conseillé

À mes amies "Anoir " " Mohamed ".

À tous mes enseignants et mes collègues.

À tout ma famille, et tous ceux qui me connaissent de loin ou de près.

Med BOUZIANE ABDELKADIR



Remerciements

Alhamdulillah, par lequel les bonnes œuvres sont accomplies. Louange à Dieu, qui nous a éclairé le chemin de la science et de la connaissance.

Il est d'usage d'adresser quelques remerciements dans un mémoire de fin d'études. C'est pourtant sans contrainte et en toute sincérité que nous souhaitons exprimer toute notre gratitude envers toute l'équipe de professeurs, de chargés d'enseignement qui a su maintenir notre désir d'étudier, malgré toutes les épreuves que nous avons rencontrées. Nous avons une pensée toute particulière à notre directeur de mémoire Dr. TOUAIBI Rabah, merci pour vous nous avez honorés par votre confiance en nous confiant cet excellent sujet de travail. Nous vous remercions pour votre disponibilité malgré ses nombreuses préoccupations qui nous ont permis de toujours vous poser de nouvelles questions et ainsi d'avancer dans notre mémoire ainsi que pour votre présence chaque fois que nous avons besoin d'aide. Vous nous n'avez pas laissés confrontés à des difficultés pour réaliser ce travail, nous vous remercions pour les conseils fructueux que vous nous avez prodigué ont été très précieux. Nous n'oublierons jamais votre gentillesse, votre sympathie et votre amabilité, merci pour tout, Veuillez trouver ici, l'assurance de notre reconnaissance et notre profonde admiration.

Nous adressons aussi nos vifs remerciements aux membres des jurys pour avoir bien voulu examiner et juger ce travail.

Nous voudrions aussi remercier tous les membres de notre famille et tous nos amis.

En fin, nous remercions toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce mémoire, trouvent ici l'expression de notre profonde gratitude.

Résumé :

La recherche de nouveaux fluides frigorigènes à faible potentiel de réchauffement global (GWP) est un enjeu majeur pour l'industrie de la réfrigération. Ce travail présente une analyse énergétique et exergetique d'un cycle de base. Cette étude comporte deux parties dont la première partie est consacrée pour l'analyse énergétique du système de réfrigération en étudiant l'effet des températures de fonctionnement sur la performance du système étudié, dans ce contexte trois fluides ont été utilisés. La deuxième partie concerne l'analyse exergetique qui présente la distribution de l'exergie détruite au niveau du système et l'effet de des températures de fonctionnement sur l'efficacité exergetique en tenant compte les trois fluides organiques. Cette étude nous a permis de choisir le fluide organique le mieux adapté pouvant remplacer le R134a dans le futur, qui est le fluide R 123.

Mots clés : Analyse énergétique, analyse exergetique, potentiel e réchauffement globale, cycle de réfrigération

Abstract:

The search for new refrigerants with low global warming potential (GWP) is a major challenge for the refrigeration industry. This work presents an energetic and exergy analysis of a basic cycle. This study has two parts, the first part of which is devoted to the energy analysis of the refrigeration system by studying the effect of operating temperatures on the performance of the system studied; in this context, three fluids were used. The second part concerns the exergy analysis, which presents the distribution of the exergy destroyed at the system level and the effect of operating temperatures on the exergy efficiency taking into account the three organic fluids. This study allowed us to choose the most suitable organic fluid that can replace R134a in the future, which is the R 123 fluid.

key words: Energy analysis, exergy analysis, global warming potential, refrigeration cycle

ملخص :

يعد البحث عن مبردات جديدة ذات قدرة منخفضة على الاحترار العالمي (GWP) تحديًا كبيرًا لصناعة التبريد. يقدم هذا العمل تحليلًا نشطًا وفعالًا لدورة أساسية. تتكون هذه الدراسة من جزأين، الجزء الأول مخصص لتحليل الطاقة للنظام التبريد من خلال دراسة تأثير درجات حرارة التشغيل على أداء النظام المدروس، وفي هذا السياق تم استخدام ثلاثة سوائل. يتعلق الجزء الثاني بتحليل الطاقة الخارجية الذي يعرض توزيع الطاقة الخارجة المدمرة على مستوى النظام وتأثير درجات حرارة التشغيل على كفاءة الطاقة الخارجية مع مراعاة السوائل العضوية الثلاثة. سمحت لنا هذه الدراسة باختيار أنسب السوائل العضوية التي يمكن أن تحل محل R134a في المستقبل، وهو سائل R123

الكلمات المفتاحية: تحليل الطاقة، تحليل الاجهاد، احتمالية الاحتباس الحراري، دورة التبريد

Table de Matière

| | |
|--------------------------|-----|
| Dédicace..... | I |
| Remerciement | III |
| Résumé | IV |
| Table de Matière..... | VI |
| Nomenclature | X |
| Liste des Figures..... | XI |
| Liste des tableaux | XII |

Introduction générale

| | |
|----------------------------|----|
| Introduction générale..... | 01 |
|----------------------------|----|

Chapitre 1 : Généralités

| | |
|--|----|
| 1.1. Introduction..... | 03 |
| 1.2. Différentes méthodes de production du froid..... | 03 |
| 1.2.1. Mélanges réfrigérants..... | 03 |
| 1.2.2. Détente d'un gaz parfait..... | 03 |
| 1.2.3. Évaporation d'un liquide pur..... | 03 |
| 1.2.4 Réfrigération thermoélectrique..... | 04 |
| 1.3. Machines frigorifiques..... | 04 |
| 1.3.1 Principe de fonctionnement de la machine frigorifique à compression..... | 04 |
| 1.3.2 Machines à compression..... | 05 |
| 1.3.3 Machines à énergie thermique..... | 07 |
| 1.4. Les différents systèmes frigorifiques..... | 09 |
| 1.4.1. Les systèmes mécano-frigorifiques..... | 09 |
| 1.4.2. Système frigorifique conventionnel à compression de vapeur..... | 09 |

| | |
|---|----|
| 1.4.3 Système frigorifique simple à éjecteur-compresseur..... | 10 |
| 1.5. Les fluides frigorigènes..... | 10 |
| 1.5.1. Définition des fluides frigorigènes. | 10 |
| 1.5.2. Les familles des fluides frigorigènes. | 10 |
| 1.5.2.1. Eléments simples. | 10 |
| 1.5.2.2. Composés purs (inorganiques ou organiques)..... | 10 |
| 1.5.3. Classification des fluides frigorigènes. | 11 |
| 1.5.3.1. Les réfrigérants halogénés..... | 11 |
| 1.5.3.2. Mélanges azéotropiques. | 12 |
| 1.5.3.3. Les réfrigérants naturels. | 13 |
| 1.5.3.4. Classification selon le groupe de sécurité. | 13 |
| 1.5.4. Critères de sélection des fluides frigorigènes..... | 14 |
| 1.5.4.1. Les anciennes règles..... | 14 |
| 1.5.4.2. Les nouvelles règles de sélection. | 15 |
| 1.6 Impacts des fluides frigorigènes sur l’environnement..... | 16 |
| 1.6.1. Les principaux gaz influent sur l’environnement. | 17 |
| 1.6.2. L’effet de serre et le réchauffement climatique..... | 17 |
| 1.6.3. Le mécanisme physique de l’effet de serre. | 17 |
| 1.6.4. Formation et destruction de la couche d’ozone. | 18 |

Chapitre 2 : Analyse énergétique

| | |
|--|----|
| 2. Introduction..... | 19 |
| 2.1. Description d’un système de réfrigération a un seul étage. | 19 |
| 2.2. Description du cycle frigorifique à compression de vapeur..... | 19 |
| 2.3. Diagramme de Mollier. | 20 |
| 2.4. Schéma de principe..... | 21 |
| 2.5. Bilan énergétique du cycle. | 21 |
| 2.5.1. Compresseur. | 21 |
| 2.5.2. Condenseur. | 22 |
| 2.5.3. Evaporateur. | 22 |
| 2.6. Les performances du cycle..... | 23 |

| | |
|---|----|
| 2.6.1. Le coefficient de performance..... | 23 |
| 2.7. Les propriétés thermodynamiques du cycle..... | 23 |
| 2.7.1. Cas N°1 : en utilisant le fluide R134a..... | 23 |
| 2.7.1.1. Les caractéristiques thermodynamiques des points du cycle..... | 24 |
| 2.7.1.2. Les performances du cycle pour le fluide R134a..... | 24 |
| 2.7.2. Cas N°2 : en utilisant le fluide R123..... | 24 |
| 2.7.2.1. Les caractéristiques thermodynamiques des points du cycle..... | 25 |
| 2.7.2.2. Les performances du cycle pour le fluide R123..... | 25 |
| 2.7.3. Cas N°2 : en utilisant le fluide R152a..... | 25 |
| 2.7.3.1. Les caractéristiques thermodynamiques des points du cycle..... | 26 |
| 2.7.3.2. Les performances du cycle pour le fluide R152a..... | 26 |
| 2.8. Etude paramétrique..... | 26 |
| 2.8.1. L'effet de la température d'évaporation..... | 26 |
| 2.8.2 L'effet de la température de condensation..... | 30 |

Chapitre 3 : Analyse exergétique

| | |
|---|----|
| 3.1. Introduction..... | 34 |
| 3.2. Démarche pour l'analyse exergétique du procédé..... | 34 |
| 3.3. Rendements exergétique de chaque composant..... | 36 |
| 3.4. Le rendement exergétique du système..... | 37 |
| 3.5. Analyse exergétique d'un système frigorifique simple à compression de vapeur..... | 37 |
| 3.5.1. Bilan exergétique du système frigorifique simple à compression de vapeur..... | 37 |
| 3.5.1.1. Compresseur..... | 38 |
| 3.5.1.2. Condenseur..... | 39 |
| 3.5.1.3. Détendeur..... | 40 |
| 3.5.1.4. Evaporateur..... | 40 |
| 3.5.2. Les propriétés thermodynamiques du cycle..... | 41 |
| 3.5.2.1. Cas N°1 : en utilisant le fluide R134a..... | 42 |
| 3.5.2.1.1. Les caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le R134a..... | 42 |
| 3.5.2.1.2. Les performances du cycle pour le fluide R134a..... | 42 |

| | |
|--|----|
| 3.5.2.2. Cas N°2 : en utilisant le fluide R123. | 42 |
| 3.5.2.2.1. Les caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le R123. | 42 |
| 3.5.2.2.2. Les performances du cycle pour le fluide R123. | 43 |
| 3.5.2.3.1. Cas N°1 : en utilisant le fluide R152a. | 43 |
| 3.5.2.3.2. Les performances du cycle pour le fluide R152a. | 43 |
| 3.6. La distribution de l'exergie détruite au niveau du système frigorifique a compression de vapeur. | 43 |
| 3.6.1. Cas du fluide R134a..... | 44 |
| 3.6.2. Cas du fluide R123. | 44 |
| 3.6.3. Cas du fluide R152a..... | 44 |
| 3.7. Etude paramétrique. | 46 |
| 3.7.1. L'effet de la température d'évaporateur sur le rendement exergetique. | 46 |
| 3.7.2. L'effet de la température de condenseur sur le rendement exergetique. | 47 |

Conclusion générale

| | |
|-----------------------------------|----|
| Conclusion générale. | 48 |
| Références bibliographiques. | 50 |

Nomenclature

| Symbole | Désignation | Unité |
|-----------------|----------------------------------|-----------------------|
| COP | Coefficient de performance | [-] |
| $\dot{E}X$ | Exergie consommé | [KW] |
| h | Enthalpie massique | [KJ/Kg] |
| i | Exergie détruite | [KW] |
| \dot{m} | Débit massique | [Kg/s] |
| P | Pression | [bar] |
| \dot{Q} | Puissance thermique | [KW] |
| s | Entropie massique | [KJ/(kgK)] |
| T | Température | [°C] - [°K] |
| v | Volume spécifique | [Dm ³ /kg] |
| \dot{W} | Travail mécanique | [KW] |
| η_{sys} | Rendement énergétique système | [%] |
| $\eta_{Ex,sys}$ | Rendement exergétique du système | [%] |

| Abréviation | Désignation |
|-------------|------------------------------------|
| CFC | Les chlorofluorocarbures |
| HCFC | Les hydrochlorofluorocarbures |
| HFC | Les hydrofluorocarbures |
| GWP | Potentiel de réchauffement global |
| ODP | Potentiel d'appauvrissement global |
| TEWI | Total Equivalent Warming Influence |

| Indice | Désignation |
|--------|-------------|
| Con | Consommé |
| Cond | Condenseur |
| c | Chaud |
| D | Détruite |
| Evap | Evaporateur |
| f | Froid |
| dét | Détendeur |
| com | Compresseur |

Liste des figures

| | | |
|---------------|---|----|
| Figure (1.1) | Schématisation du principe de refroidissement par effet Peltier | 04 |
| Figure (1.2) | Schéma d'une machine frigorifique à compression | 06 |
| Figure (1.3) | Schéma d'une machine frigorifique à gaz | 06 |
| Figure (1.4) | Schéma d'un groupe à absorption | 07 |
| Figure (1.5) | Schéma d'un groupe à adsorption | 08 |
| Figure (1.6) | Schéma de l'installation et évolution de l'air dans le diagramme humide | 08 |
| Figure (2.1) | Schéma de principe du cycle frigorifique | 20 |
| Figure (2.2) | Cycle frigorifique sur le diagramme de Mollier du R134a | 21 |
| Figure (2.3) | Flux de masse et d'énergie à travers un compresseur parfait | 22 |
| Figure (2.4) | Flux de masse et d'énergie à travers un condenseur | 22 |
| Figure (2.5) | Flux de masse et d'énergie à travers un évaporateur | 23 |
| Figure (2.6) | L'effet de la température d'évaporation sur le coefficient de performance | 27 |
| Figure (2.7) | L'effet de la température d'évaporation sur le débit massique | 28 |
| Figure (2.8) | L'effet de la température d'évaporation la puissance de compresseur | 29 |
| Figure (2.9) | L'effet de la température d'évaporation sur la puissance du condenseur | 30 |
| Figure (2.10) | L'effet de la température de condensation sur le coefficient de performance | 31 |
| Figure (2.11) | L'effet de la température de condensation sur le débit massique | 32 |
| Figure (2.12) | L'effet de la température de condensation sur la puissance du compresseur | 32 |
| Figure (2.13) | L'effet de la température de condensation sur la puissance de condenseur | 33 |
| Figure (3.1) | Un système de réfrigération à compression de vapeur pour analyse. | 34 |
| Figure (3.2) | Compression dans le compresseur | 38 |
| Figure (3.3) | Echange de chaleur dans le condenseur | 39 |
| Figure (3.4) | Détente dans le détendeur | 40 |
| Figure (3.5) | Echange de chaleur dans l'évaporateur | 40 |
| Figure (3.6) | La distribution de l'exergie détruite en utilisant le fluide R134a | 44 |
| Figure (3.7) | La distribution de l'exergie détruite en utilisant le fluide R123 | 45 |
| Figure (3.8) | La distribution de l'exergie détruite en utilisant le fluide R152a | 45 |
| Figure (3.9) | La variation du rendement exergétique du cycle simple en fonction de la température de l'évaporateur. | 47 |
| Figure (3.10) | La variation du rendement exergétique du cycle simple en fonction de la température de condenseur | 48 |

Liste des tableaux

| | | |
|---------------|--|----|
| Tableau (1.1) | Classification des fluides frigorigènes en groupes de sécurité et L'inflammabilité | 14 |
| Tableau (2.1) | Les données de bas du cycle pour le fluide R134a | 23 |
| Tableau (2.2) | Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le fluide frigorigène R134a | 24 |
| Tableau (2.3) | Performances du cycle pour le fluide R134a | 24 |
| Tableau (2.4) | Les données de bas du cycle pour le fluide R123 | 24 |
| Tableau (2.5) | Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le fluide frigorigène R123 | 25 |
| Tableau (2.6) | Performances du cycle pour le fluide R123 | 25 |
| Tableau (2.7) | Les données de bas du cycle pour le fluide R152a | 25 |
| Tableau (2.8) | Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le fluide frigorigène R152a | 26 |
| Tableau (2.9) | Performances du cycle pour le fluide R152a | 26 |
| Tableau (3.1) | Les données de bas du cycle | 41 |
| Tableau (3.2) | Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le fluide frigorigène R134a | 42 |
| Tableau (3.3) | Performances du cycle pour le fluide R134a | 42 |
| Tableau (3.4) | Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le fluide frigorigène R123 | 42 |
| Tableau (3.5) | Performances du cycle pour le fluide R123 | 43 |
| Tableau (3.6) | Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le fluide frigorigène R152a | 43 |
| Tableau (3.7) | Performances du cycle pour le fluide R152a | 43 |

Introduction générale

Introduction générale

Au fil du temps, les besoins énergétiques du monde de toutes sortes augmentent, ce qui a entraîné la disparition des ressources fossiles et des préoccupations accrues concernant les écosystèmes, et c'est ce qui a poussé le monde à réfléchir à la recherche de solutions adaptées en proposant des alternatives plus avancées que, ce qui à son tour fournit une énergie importante et protège l'environnement. En étudiant et en développant des centrales thermiques à faibles émissions pour répondre aux besoins de l'environnement et produire efficacement de l'énergie dans tous les domaines, notamment dans l'industrie.

La production de froid a un impact significatif sur l'environnement en raison de la consommation d'énergie imprudente des installations de refroidissement, ainsi que lorsque du gaz réfrigérant est libéré dans l'atmosphère, entraînant des émissions de gaz à effet de serre à l'échelle mondiale, et pour réduire cela, nécessitent l'utilisation de liquides de refroidissement qui ont un impact efficace sur le réchauffement climatique tels que les HCFC et les HFC.

Ce travail s'appuiera sur une étude paramétrique d'un cycle frigorifique pour comparer les performances de certains fluides à faible potentiel de réchauffement climatique et du fluide frigorigène R134a largement utilisé, dans une machine frigorifique à compression de vapeur (cycle de base).

Dans un premier temps, une analyse énergétique du système simple a été réalisée afin de déterminer les différentes puissances des différents composants constituant le système. Cette étude a été suivie d'une étude comparative utilisant trois fluides organiques différents afin de choisir le meilleur fluide qui donne une très bonne efficacité énergétique par rapport aux autres. Dans un deuxième temps une analyse exergétique a été ajoutée basée sur les deux principes de la thermodynamique afin de trouver la destruction de l'exergie au niveau de chaque élément constitutif du système.

La présentation de ce travail s'articule autour de trois chapitres, le premier chapitre présente les différents procédés thermodynamiques dont les cycles de production de froid et les différents systèmes de réfrigération sur les différents fluides frigorigènes pouvant être utilisés par les machines frigorifiques à compression mécanique.

Introduction générale

Le deuxième chapitre présente l'analyse énergétique du cycle simple et du cycle frigorifique à compression mécanique. Le troisième chapitre est consacré à l'analyse exergetique du système simple.

Enfin, ce travail se termine par une conclusion générale présentant une synthèse des résultats trouvés.

Chapitre 1 : Généralités

1.1. Introduction :

Dans le cadre du développement durable, les efforts des chercheurs se sont concentrés sur l'amélioration des machines frigorifiques pour les différents cycles, et ils sont à la recherche du fluide frigorigène qui remplace le R134a en raison de son impact sur l'environnement.

1.2. Différentes méthodes de production du froid :

1.2.1 Mélanges réfrigérants :

La dissolution de certains solides ou liquides dans des solvants absorbera une chaleur équivalente à leur chaleur latente. Par exemple, mélanger du calcium avec de la neige abaissera la température de congélation de la solution résultante de 0°C à -5°C [1].

1.2.2. Détente d'un gaz parfait :

Dans ce cas, le froid a produit en abaissant la température du gaz en expansion, qu'un travail externe soit produit ou non.

a. Détente avec production du travail extérieur :

Les gaz fournissent de l'énergie mécanique par détente, mais consomment la chaleur qu'ils contiennent. Par conséquent, après cette relaxation, la température chutera, entraînant un froid. Ce principe s'applique aux réfrigérateurs utilisés pour liquéfier des gaz difficiles à liquéfier, tels que l'air ou ses composants.

b. Détente sans production de travail extérieur :

La relaxation commence par le travail interne effectué sur l'énergie interne. Si un gaz parfait peut se dilater librement sans fournir d'énergie mécanique, sa température ne changera pas, mais en fait, de petits changements de température entre les molécules peuvent être observés. C'est l'effet Joule-Thomson.

1.2.3. Évaporation d'un liquide pur :

C'est le procédé le plus couramment utilisé pour produire de l'air froid et il implique l'utilisation de gaz liquéfié, qui s'évapore en absorbant la chaleur de la substance à refroidir. La substance lui donne une certaine quantité de chaleur, qui équivaut à la chaleur latente de

l'évaporation du liquide.

Le procédé de travail à froid le plus couramment utilisé repose sur ce principe : dans ce procédé, le fluide utilisé n'est pas directement en contact avec la matière à refroidir, et le gaz qu'il contient est totalement récupéré.

1.2.4. Réfrigération thermoélectrique :

Ce type de réfrigération est basé sur l'effet Peltier. Le processus consiste à faire passer un courant dans une direction donnée dans la jonction entre deux surfaces conductrices (métal ou semi-conducteur) de propriétés différentes. Cela provoque le refroidissement d'une partie du nœud. Il s'agit d'une méthode très simple et inefficace, particulièrement adaptée aux engins spatiaux et aux petits réfrigérateurs de laboratoire [1].

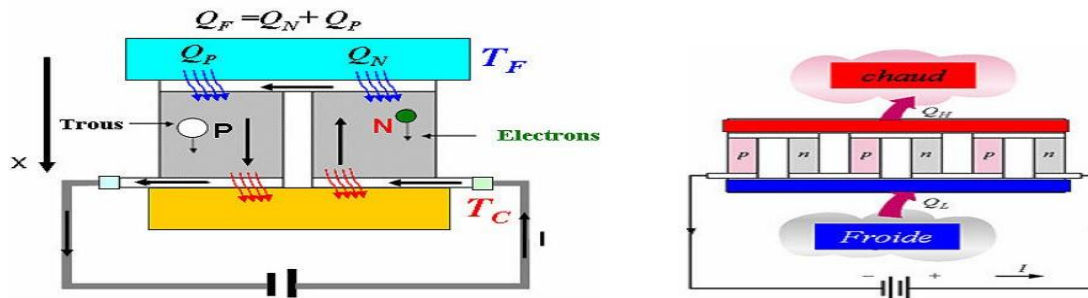


Figure 1.1 : Schématisation du principe de refroidissement par effet Peltier [17].

1.3. Machines frigorifiques :

Si les systèmes de production de froid sont actuellement nombreux et diversifiés, le principe reste le même : le problème est d'extraire la chaleur Q_1 d'une source dite utile au niveau de température T_1 , et d'injecter de la chaleur Q_2 à un autre niveau de température avec le niveau de température T_2 [2].

Si T_1 est inférieur à la source libre disponible (à température T_2), selon le deuxième principe, ce transfert est toujours impossible et l'apport d'énergie est obligatoire

1.3.1. Principe de fonctionnement de la machine frigorifique à compression

Tout appareil de réfrigération à compression est composé de quatre parties principales (Figure 1.2), ce sont l'évaporateur, le compresseur, le condenseur et le détendeur, ces différents composants sont reliés entre eux par un réseau de tuyauterie adapté.

La chaleur extraite dans l'évaporateur augmente l'équivalent thermique de l'énergie de compression W , qui est évacuée vers le milieu extérieur qui l'entoure à travers le condenseur et ainsi la température s'élève. Dans le condenseur, le fluide dégage d'abord de la chaleur sous forme de chaleur sensible (surchauffe et refroidissement), puis libère de la chaleur sous forme latente (condensation) et se liquéfie. L'expansion du réfrigérant liquéfié de la pression de condensation à la pression d'évaporation est généralement réalisée en roulant dans le régulateur. Dans toute expansion qui accompagne le refroidissement, la chaleur dégagée par le fluide sera utilisée pour évaporer une partie du réfrigérant liquide. Le mélange de fluide liquide froid et de vapeur détendue retourne à l'évaporateur et lui permet de démarrer un nouveau cycle. Selon la nature de l'énergie mise en jeu (chaleur, travail), on distingue deux types de machines :

- Machines à compression mécanique qui utilisent le travail comme énergie, ils fonctionnent entre deux sources de chaleur. Par exemple, une machine à changement de phase ou une machine à gaz nécessite un apport de chaleur
- Machines à énergie thermique dont l'énergie est au niveau de température T_3 . Ces machines fonctionnent généralement entre trois sources de chaleur (trois machines à chaleur), telles que des machines à adsorption.

1.3.2. Machines à compression :

a) Machines à changement de phase :

Cette catégorie est la plus courante et la plupart des réfrigérateurs, congélateurs, climatiseurs intérieurs et appareils de réfrigération de production d'eau glacée alimentés par batterie sont basés sur ce principe et fonctionnent sur le même cycle thermique. Dispositifs de refroidissement des centrales de traitement d'air, pompes à chaleur réversibles, etc.

Le schéma de principe de ce type de machines est représenté dans la figure 1.2

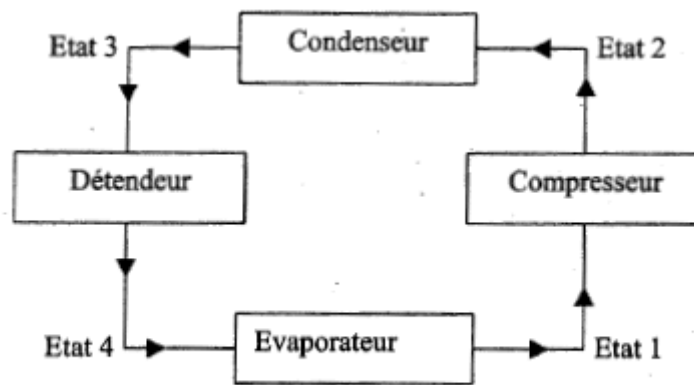


Figure 1

Figure 1.2 : Schéma d'une machine frigorifique à compression de vapeur.

b) Machines à cycle de Joule :

Dans le cas le plus simple, ces machines comportent un compresseur entraîné par un moteur, qui est généralement relié à une turbine où est récupérée une partie de l'énergie produite par la détente du fluide. Cette énergie est considérée comme l'énergie auxiliaire pour entraîner le compresseur. Comparés aux compresseurs à vapeur, ils sont moins efficaces, mais ils permettent de réduire la température de liquéfaction de l'air (-200 °C). Ces machines ne peuvent donc pas rivaliser avec les machines à vapeur condensables [3].

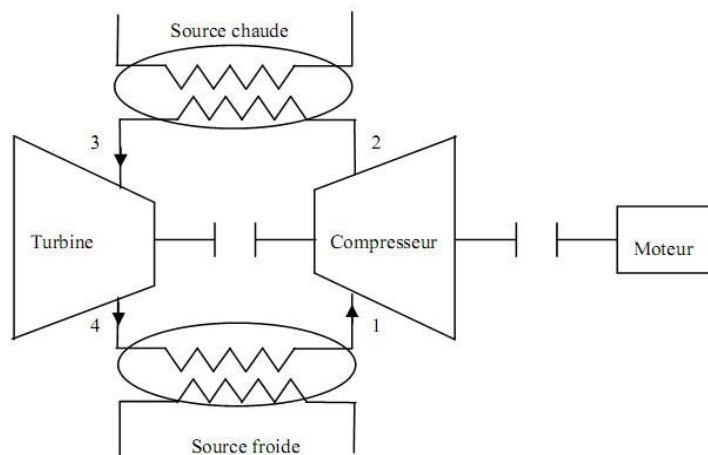


Figure 1.3 : Schéma d'une machine frigorifique à gaz.

1.3.3. Machines à énergie thermique :

Ces machines sont les plus souvent utilisées dans l'industrie [4].

L'adsorption est un phénomène physique par lequel une substance se fixe ou se lie à une autre substance dans un état physique différent, la technologie qui utilise ce phénomène physique est actuellement la seule technologie disponible dans le commerce. Plusieurs publications ont établi l'état le plus récent de ces technologies [5].

a. Machine à absorption :

Le principe de fonctionnement de la machine à absorption est le même que celui d'un système de compression traditionnel : le fluide frigorigène s'évapore à basse température (produit de l'énergie froide) et se condense à plus haute température (rejet de chaleur). Le compresseur mécanique est remplacé par un compresseur thermochimique (désorbeur à absorption), qui utilise un couple réfrigérant liquide d'absorption et une source de chaleur électrique. Le schéma fonctionnel de ce type de machine est représenté sur la figure 1.6 [6 ,7].

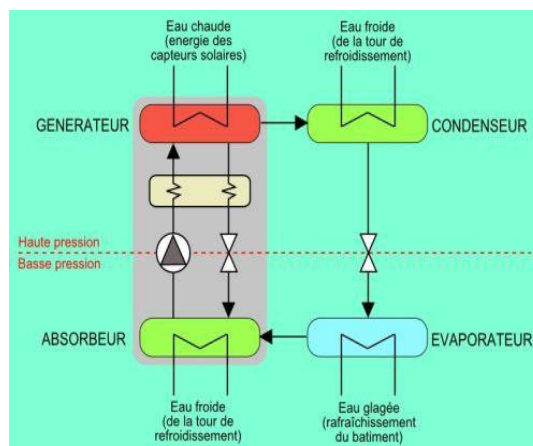


Figure 1.4 : Schéma d'un groupe à absorption. [13]

b. Machines à adsorption :

Le principe de fonctionnement de l'adsorbeur est le même que celui du système d'absorption, l'adsorbeur utilise des matériaux solides (adsorbants) au lieu de solutions liquides [8].

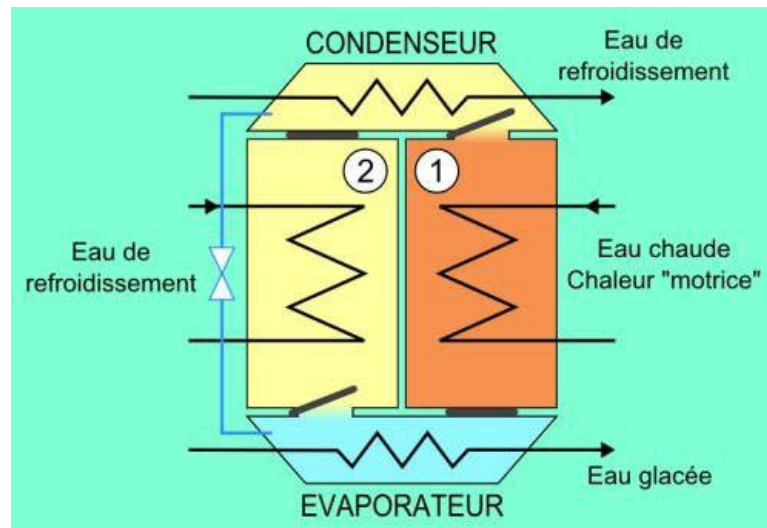


Figure 1.5 : Schéma d'un groupe à adsorption [7].

c. Dessiccation solide :

Le système de refroidissement sec utilise un cycle ouvert de réfrigérants qui sont en contact direct avec l'air. Le cycle de refroidissement est une combinaison de refroidissement par évaporation et de déshumidification de l'air et de matériaux déshydratants. Le seul fluide frigorigène utilisable est l'eau car elle entre en contact avec l'air alimentant le bâtiment.

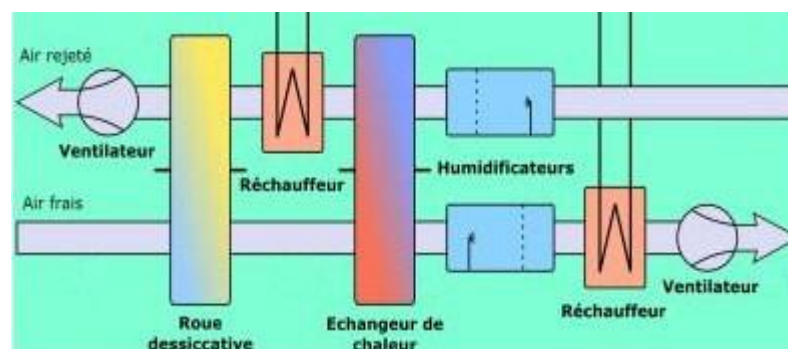


Figure 1.6 : Schéma de l'installation et évolution de l'air dans le diagramme humide [7].

1.4. Les différents systèmes frigorifiques

Nous distinguerons deux grandes classes de systèmes frigorifiques : Les systèmes de réfrigération mécaniques qui consomment et exploitent de l'énergie mécanique ou son équivalent, et ceux qui consomment principalement de l'énergie thermique, les systèmes de réfrigération thermique.

1.4.1. Les systèmes mécano-frigorifiques

Parmi eux deux familles se détachent :

a) Systèmes à compression de vapeur

Le premier procédé qui a marqué l'invention de la réfrigération artificielle était le système de compression de vapeur. Merci à l'Américain Oliver Evans (1755-1819), qui a décrit ce cycle pour la première fois en 1805. Mais c'est à l'américain Jacob Perkins (1766-1849), que l'on doit le premier brevet, le premier modèle d'exploitation de l'éther (1835) [9].

b) Systèmes utilisant des cycles à gaz

La première « machine à air », à cycle ouvert, a été attribuée à l'américain John Gorrie (1803-1855) pour refroidir la saumure à -7°C (brevet 1850-51). Inspiré par le moteur à air chaud du révérend Robert Sterling (1837), Alexander Kirk of Scotland (1830-1892) a produit une machine en boucle fermée, qui a démarré régulièrement pendant dix ans en 1864. Production, température de -13°C , on peut citer les contributions de l'allemand Franz Windhausen (1829-1904), de l'américain Leicester Allen (1832-1912) et du français Paul Giffard (1837-1897). [9]

Ici, le fluide actif ne change pas d'état au cours du cycle de réfrigération mais reste à l'état gazeux. Lorsqu'il est comprimé, le gaz s'échauffe, puis se refroidit à température ambiante sous pression, puis se détend, abaissant ainsi sa température. Le développement de ces systèmes n'est pas aussi bon que celui des compresseurs de vapeur en raison de leur faible rendement dans les domaines actuels de la réfrigération, de la réfrigération et de la climatisation. En revanche, ils sont à l'origine de la plupart des cycles cryogéniques utilisés pour liquéfier les gaz et générer des basses températures [9].

1.4.2. Système frigorifique conventionnel à compression de vapeur

Un système de réfrigération de base à compression de vapeur se compose de quatre parties : compresseur, condenseur, détendeur (détendeur) et évaporateur.

1.4.3. Système frigorifique simple à éjecteur-compresseur

Le système de réfrigération à éjecteur-compresseur a les mêmes composants qu'un système de compression de vapeur traditionnel, sauf qu'il utilise un éjecteur, une pompe et un générateur au lieu d'un compresseur. Ce système peut être décomposé en deux boucles fermées

1.5. Les fluides frigorigènes :

En raison de ses propriétés thermodynamiques, les fluides frigorigènes sont des substances utilisées dans les systèmes de refroidissement (réfrigération et climatisation). Il existe plusieurs types de réfrigérants avec des compositions chimiques différentes. Les chlorofluorocarbures (CFC), les hydrochlorofluorocarbures (HCFC) et les hydrofluorocarbures (HFC) sont notamment soumis à une réglementation spécifique.

1.5.1. Définition des fluides frigorigènes :

Le fluide frigorigène est une substance produite dans le circuit de la machine frigorifique. En raison du phénomène endothermique incluant le changement d'état, la substance passe du liquide au gaz dans l'évaporateur, qui peut être refroidi en évacuant la chaleur, et cette dernière est réduite l'échappement de la machine, ce le phénomène comprend le changement d'état opposé au précédent, c'est-à-dire le changement de la substance d'un gaz à un liquide [11].

1.5.2. Les familles des fluides frigorigènes :

1.5.2.1. Eléments simples :

Les éléments les plus simples (hydrogène, hélium, azote, oxygène, etc.) peuvent atteindre la basse température utilisée en technologie cryogénique [11].

1.5.2.2. Composés purs (inorganiques ou organiques) :

- L'Eau (H₂O) ou **R718** : Il est évidemment interdit d'atteindre des températures inférieures à 0°C. Utilisé pour la réfrigération à absorption et les pompes à chaleur ultra haute température (150°C et plus) dans le domaine de la climatisation.
- L'Ammoniac (NH₃) ou **R717** : est un réfrigérant très important. Les enjeux environnementaux actuels des chlorofluorocarbures (CFC), dont certains sont destinés à remplacer l'ammoniac, renforcent encore leurs effets. Malheureusement, les règles de sécurité deviennent de plus en plus strictes sur ce fluide.

- D'autres composés inorganiques, tels que le dioxyde de soufre (SO₂) et le dioxyde de carbone (CO₂), ont joué un rôle important dans la technologie de réfrigération dans le passé, ils ne sont plus utilisés aujourd'hui. Cependant, certaines personnes veulent avoir un certain effet de promotion sur le dioxyde de carbone.

1.5.3. Classification des fluides frigorigènes :

Les fluides frigorigènes actuellement utilisés peuvent être classés comme suite :

1.5.3.1. Les réfrigérants halogénés :

- **Nomenclature particulière :**

Le nom de réfrigérant le plus classique est son numéro de réfrigérant (R22, R134a). Dans sa norme 34, ce type de dénomination est unique pour chaque fluide frigorigène et est reconnu internationalement. Cette nomenclature permet de déterminer le type de fluide et sa composition en fonction du nombre contenu dans le nom. Les règles principales sont les suivantes :

Préfixe :

Généralement, le préfixe R représente le terme « réfrigérant ». Les substances halogénées sont également représentées par les préfixes « CFC », « HCFC » et « HFC ». **Exemples :** R22, R134a, R600a, R717

Suffixe :

Les fluides frigorigènes halogénés ont une nomenclature plus compliquée, qui se conforme aux règles suivantes : Ils sont désignés dans l'industrie par les numéros de code obtenus comme suit :

Le premier nombre (numéro d'unité) en partant de la droite indique le nombre d'atomes de fluor (F).

Le deuxième chiffre en partant de la droite (le chiffre des dizaines) représente le nombre d'atomes d'hydrogène (H) plus un.

Le troisième nombre en partant de la droite (chiffre des centaines) représente le nombre d'atomes de carbone (C) moins 1 (si ce nombre est zéro, il ne devrait pas apparaître) 12.

Le quatrième nombre en partant de la droite (chiffre des milliers) est égal au nombre de liaisons carbone-carbone insaturées (si ce nombre est nul, il ne devrait pas apparaître).

Pour les fluides contenant du brome (Br), ajouter la lettre B après le numéro d'identification,

suivie du nombre d'atomes présents. Depuis la mise en œuvre du Protocole de Montréal relatif à des substances qui appauvrissent la couche d'ozone¹²,

Ces réfrigérants ne sont plus produits dans les pays développés. Le nombre d'atomes de chlore (Cl) est obtenu en soustrayant le nombre d'atomes de fluor, de brome et d'hydrogène du nombre total d'atomes pouvant être connectés. Carbone : 4 est le dérivé du méthane ¹²

Exemple : R022

0 : Nombre d'atomes de carbone – 1

2 : Nombre d'atomes d'hydrogène + 1

2 : Nombre d'atomes de fluor

Nombre d'atomes de chlore : 1

(Soit 4 moins 1 atome d'hydrogène et moins 2 atomes de fluor)

22 désigne le dichlorodifluorométhane ou CHClF_2

Ces règles sont complétées par les points suivants. Pour le chlorofluoroéthane, la différence entre les isomères de position est que les lettres a, b, c... peuvent être ajoutées à droite du nombre, par ordre d'asymétrie croissante. Le critère d'asymétrie est la différence entre la somme des masses atomiques des atomes portés par chacun des deux carbones de la molécule.

Exemple : 134 désigne la molécule CHF_2CHF_2 , 134a désigne la molécule $\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$

Par extension, cette nomenclature est utilisée pour les produits dans lesquels le brome remplace tout ou partie du chlore. La même séquence de numérotation est appliquée en ajoutant la lettre B à droite du code suivie du nombre d'atomes de brome présents

1.5.3.2. Mélanges azéotropiques :

Les mélanges sont définis par le numéro d'identification et le rapport massique de leurs réfrigérants correspondants ; les réfrigérants doivent être nommés par ordre croissant de leurs points d'ébullition normaux. Le mélange azéotropique se voit attribuer un numéro d'identification de la série 400. Ces nombres précisent les composants qui composent le mélange, mais pas leur rapport ¹². La lettre majuscule après le chiffre indique la différence dans le rapport de fluide pur du mélange contenant la même composition.

Exemple : Le R407A (R32/R125/R134a)

Les mélanges azéotropiques se voient attribuer un numéro d'identification de la série 500.

Exemple : Le R507 (R125/R143a)

1.5.3.3. Les réfrigérants naturels :

A) Composés organiques variés :

Un numéro de la série 600 est attribué aux composés organiques ; les numéros sont attribués de façon successive. **Exemple :** Le R600, butane et R600a, isobutane

B) Composés non organiques :

Un numéro de la série 700 est attribué aux composés non organiques ; les numéros d'identification sont formés en ajoutant la masse moléculaire relative des composants à la valeur 700. **Exemple :** Le R717 correspond à l'ammoniac de masse moléculaire 17, R718 Correspond à l'eau

1.5.3.4. Classification selon le groupe de sécurité :

La norme ASHRAE 34-1997 "Refrigerant Number Designation and Safety Classification" classe les réfrigérants courants en fonction de leur toxicité et de leur inflammabilité [13,14]. Six groupes de sécurité sont définis en fonction de l'inflammabilité et de la toxicité des fluides frigorigènes : A1, A2, A3, B1, B2 et B3. La lettre A indique une toxicité plus faible et la lettre B indique une toxicité plus élevée. Le chiffre 1 signifie que la flamme ne se propage pas, 2 signifie que l'inflammabilité est faible et 3 signifie que l'inflammabilité est élevée.

➤ Cas des mélanges :

Pour les mélanges non azéotropes ou azéotropes, les caractéristiques d'inflammabilité et/ou de toxicité peuvent varier avec la composition du mélange, et la classification la plus défavorable est utilisée.

Tableau (1.1) : Classification des fluides frigorigènes en groupes de sécurité et L'inflammabilité [13]

| | Toxicité faible | Toxicité élevée |
|-------------------------------|-----------------|-----------------|
| Inflammable | A3 | B3 |
| Faiblement inflammable | A2 | B2 |

| | | |
|------------------------|----|----|
| Non inflammable | A1 | B1 |
|------------------------|----|----|

Dans le groupe A, il n'y a aucune preuve que les fluides frigorigènes avec une concentration inférieure ou égale à 400 ppm soient toxiques.

Groupe B, il existe des preuves de toxicité à des concentrations inférieures à 400 ppm. Groupe 1 : Le fluide frigorigène ne permet pas la propagation des flammes dans l'air à 21°C et 101KPa

Groupe 2 : La limite inférieure d'inflammabilité du fluide frigorigène à 21°C et 101 KPa est supérieure à 0,10 Kg/ et la chaleur de combustion est inférieure à 19 KJ/Kg.

Groupe 3 : Le fluide frigorigène est hautement inflammable A 21°C et 101 KPa, la limite inférieure de combustion est inférieure ou égale à 0,10 Kg/ou la chaleur de combustion est supérieure ou égale à 19 KJ/Kg. **Exemple** : Le **R404A** est classé A1

1.5.4. Critères de sélection des fluides frigorigènes :

Les restrictions environnementales ont entraîné des changements majeurs dans la sélection des réfrigérants. C'est pourquoi les anciennes règles de sélection basées sur des contraintes thermodynamiques et techniques ont été ajoutées aux nouvelles règles basées sur des contraintes environnementales. [12, 13 ,14]

1.5.4.1. Les anciennes règles :

Les anciennes règles de sélection pour une utilisation correcte des fluides frigorigènes sont basées sur des considérations thermodynamiques et techniques, comme suit :

- 1- Température critique élevée.
- 2- Pour des raisons techniques, la pression de service est comprise entre la pression atmosphérique et 20 à 25 atmosphères.
- 3- Faible taux de compression, c'est-à-dire le faible rapport entre la pression de refoulement et la pression d'aspiration.
- 4- COP élevé et capacité de refroidissement volumétrique (forte chaleur latente de vaporisation).
- 5- Sécurité (faible toxicité, ininflammable, non explosif).
- 6- Compatible avec les lubrifiants pour compresseurs.

7- Bon pour l'environnement.

8- La masse et le volume de vapeur saturée sont petits, de sorte que le compresseur et la canalisation de taille réduite peuvent être utilisés

9- Le prix est bon marché et facile à fournir.

10- Faible GWP (Potentiel de Réchauffement Global).

11- Stabilité à température de cycle

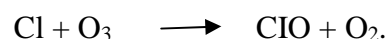
Selon les cinq premiers critères, les CFC et HCFC ont été retenus, à l'exception de l'ammoniac. En raison de son COP et de sa production de masse, l'ammoniac prévaut toujours malgré sa toxicité. Cependant, en raison de problèmes environnementaux, ces règles ont beaucoup changé. Ajout de normes qui prennent en compte les contraintes environnementales.

1.5.4.2. Les nouvelles règles de sélection :

Deux contraintes environnementales limitent l'utilisation des fluides frigorigènes, le premier concerne la couche d'ozone et le second le réchauffement climatique [15]

a) ODP (Ozone Depletion Potential) :

Les HCFC et les CFC ont un impact significatif sur la couche d'ozone. La couche d'ozone est une fine stratosphère qui filtre la lumière du soleil. Il y a vingt-cinq ans, Roland et Molina ont montré que l'émission de composés chlorés détruirait la couche d'ozone stratosphérique. Les conséquences peuvent être désastreuses : L'augmentation des rayons UV entraîne un risque accru de cancer. Détruire la flore. Le risque de problèmes oculaires, etc. La communauté scientifique accuse les chlorofluorocarbures (CFC) d'être responsables de la destruction de la couche d'ozone. Ils pensent qu'ils seront décomposés par les rayons ultraviolets pour former des atomes de chlore, puis attaqueront l'ozone en fonction de la réaction :



De plus, avec l'utilisation de ces gaz réfrigérants, l'effet de serre qui provoque le réchauffement climatique et le changement climatique est apparu.

b) Le GWP (global warming potential):

Le GWP est le potentiel de réchauffement climatique, qui donne la quantité de CO₂ qui émet 1 kg de fluide (dans 100 ans) pour avoir un impact équivalent sur l'effet de serre. Pour les fluides halogénés, la durée de vie est très longue, et son influence doit être intégrée sur une longue durée. [15] . En fait, cela ne représente qu'un impact direct sur l'effet de serre. A cet impact direct s'ajoute un impact indirect lié à la consommation d'énergie. Afin de quantifier l'impact global sur l'effet de serre, un indicateur a été mis en place. Il s'agit du TEWI (Total Equivalent Warming Influence), et il s'écrit comme suit :

$$TEWI = GWP_{100}[M(1 - x) - M \cdot e \cdot N] + EAN \quad (1.1)$$

GWP_{100} : le potentiel d'échauffement de la planète à l'horizon de 100 ans le fluide considéré

M : la masse du fluide

x : fraction de fluide récupéré en fin de vie d'équipement

e : est le taux de fuite annuel de l'équipement

N : le temps d'utilisation en années

E : la consommation annuelle d'énergie de l'équipement en kWh

1.6. Impacts des fluides frigorigènes sur l'environnement :

Les réfrigérants sont utilisés dans les systèmes de refroidissement fixes et mobiles (réfrigération et climatisation) en raison de leurs propriétés thermodynamiques (y compris une capacité d'absorption de chaleur élevée). La plupart de ces fluides sont nocifs pour l'environnement lorsqu'ils sont rejetés dans l'atmosphère en raison de fuites pendant le chargement, l'utilisation ou la fin de vie de l'appareil. Dans ce cas, lorsque le chlore gazeux (CFC et HCFC) est rejeté dans l'atmosphère, il appauvrira la couche d'ozone. Jusqu'à présent, les réfrigérants à base d'hydrocarbures halogénés (CFC, HCFC) ont été largement utilisés, principalement en raison de leur sécurité (non toxiques) et de leurs bonnes propriétés thermodynamiques.

1.6.1 Les principaux gaz influent sur l'environnement :

- Le CO₂ est produit par la combustion de combustibles fossiles (charbon, pétrole et ses dérivés, gaz naturel) tels que certains procédés industriels et la déforestation.

- Les secteurs d'émission sont les transports, le bâtiment et la consommation des ménages, la production d'énergie et l'industrie [11].
- CH₄ méthane émis par le bétail, le fumier animal et les cultures (riz) et les déchets organiques des décharges. Son impact sur l'effet de serre est 21 fois gaz carbonique.
- Le protoxyde d'azote ou N₂O est le résultat de pratiques agricoles intensives (engrais, fumier) et peut être émis dans les procédés industriels, principalement dans l'industrie chimique qui fabrique des engrais. Son impact sur l'effet de serre est 310 fois celui du dioxyde de carbone.

1.6.2. L'effet de serre et le réchauffement climatique :

L'effet de serre est le réchauffement de l'atmosphère sous l'influence du soleil en présence de certains gaz. Il s'agit du GWP (Global Warming Potential), la capacité de réchauffement planétaire qui mesure le potentiel des gaz à effet de serre. Cependant, il est important de considérer la durée de vie du gaz dans l'atmosphère et la quantité produite.

Il y a une petite quantité (1%) de certains gaz sur notre planète qui ont exactement le même effet que les plaques de verre, car ils peuvent absorber le rayonnement infrarouge du sol tout en étant transparents au rayonnement solaire. Par conséquent, ils récupèrent l'énergie émise par le sol et réémettent un rayonnement infrarouge vers le sol pour un chauffage secondaire. Semblable à ce qui se passe dans la serre d'un jardinier, ces gaz sont appelés gaz à effet de serre. Cet effet de serre naturel est très utile pour notre planète.

1.6.3. Le mécanisme physique de l'effet de serre :

Environ la moitié de l'énergie solaire est absorbée par la terre. Le reste est réfléchi dans l'espace. La terre chauffée renvoie une partie de son énergie au ciel sous forme de rayonnement ou d'évaporation. Une couverture faite de vapeur d'eau et de gaz peut empêcher une partie de la chaleur du retour dans l'espace, c'est l'effet de serre qui réchauffe la terre. Plus la couche de gaz est épaisse, plus le chauffage est fort. S'il n'y a pas d'effet de serre, la terre sera gelée, mais en raison de l'augmentation des émissions de gaz, l'augmentation de l'épaisseur de la serre entraîne un réchauffement.

1.6.4. Formation et destruction de la couche d'ozone :

a) L'atmosphère :

L'atmosphère terrestre est subdivisée en plusieurs couches, et son passage d'une couche

à l'autre est caractérisé par une inversion de température. Par conséquent, la troposphère est définie à partir d'une hauteur d'environ 12 kilomètres du sol, séparée de la stratosphère (12-50 kilomètres de hauteur) par une zone d'inversion appelée la tropopause. Lorsque nous vérifions la répartition de l'ozone dans l'atmosphère, nous constatons que la concentration la plus élevée se situe entre 25 et 30 kilomètres au-dessus du niveau de la mer dans la stratosphère. Il s'agit de la couche d'ozone. En effet, la concentration d'ozone dans l'atmosphère est soumise à des changements temporels et spatiaux très importants, qui ne sont pas seulement fonction de l'altitude, mais aussi fonction de la latitude du point terrestre considéré. Par conséquent, si les gens s'attendent à produire la plus grande production photochimique d'ozone à l'équateur, le phénomène de transmission impliqué dans la distribution spatiale de l'ozone entraînera en fait une augmentation de la concentration d'ozone stratosphérique de l'équateur aux pôles. En effet, la concentration d'ozone à un instant fixe et à une coordonnée fixe est générée par le couplage de phénomènes complexes de types radiatif, chimique, climatique et hydrodynamique.

b) Formation de l'ozone :

En 1930, le mathématicien et géophysicien britannique Chapman a proposé la première théorie photochimique pour expliquer l'existence de l'ozone dans la stratosphère. Selon cette théorie, l'ozone est formé par la dissociation de l'oxygène moléculaire (O_2) en oxygène atomique par la lumière ultraviolette, ce phénomène se produit principalement dans les régions tropicales et des latitudes moyennes en été [11].

Chapitre 2 :

Analyse énergétique

2. Introduction :

Pour la recherche de nouveaux fluides frigorigènes, on a proposé les deux fluides qui sont un moins GWP c'est le R123 et le R152a, donc il faut faire une étude énergétique pour bien analyser les performances de ces deux fluides, après on va discuter notre résultat trouvé et on va déduire qui peut remplacer le R134a.

2.1 Description d'un système de réfrigération :

Il s'agit d'un cycle de base avec compression de vapeur, qui montre l'évolution idéale de la température du fluide frigorigène et du fluide caloporteur dans l'échangeur du système. Une machine à compression de vapeur, très simple et très symétrique, comprend les composants suivants :

L'Évaporateur : évapore le réfrigérant en absorbant la chaleur du réfrigérant refroidi. La vapeur sortant de l'évaporateur est saturée. L'évaporation se produit à la température d'évaporation, qui correspond à la pression d'évaporation

Le Compresseur : absorber la vapeur de réfrigérant de l'évaporateur et le comprimer pour la décharger dans le condenseur.

Le Condenseur : liquéfie le réfrigérant en transférant de la chaleur au liquide de refroidissement chauffé. Le fluide frigorigène sortant de l'échangeur est saturé. La condensation se produit à une température de condensation, correspondant à la pression de condensation,

Le Détendeur : ne fournit aucun excès ou aucun défaut de réfrigérant à l'évaporateur, le réfrigérant se dilate.

2.2 Description du cycle frigorifique à compression de vapeur :

Grâce aux découvertes constantes des inventeurs et des thermodynamiciens, le cycle de réfrigération s'est développé. Après la Seconde Guerre mondiale, les systèmes d'absorption fonctionnant à l'ammoniac envahissent le marché des grandes installations de l'industrie alimentaire. Cependant, dans de nombreux domaines où de petits appareils de réfrigération sont utilisés, tels que la réfrigération domestique ou commerciale, le cycle de réfrigération à compression de vapeur a fait sensation en raison de sa fiabilité. Cette section donne d'abord un schéma simplifié du cycle de réfrigération à compression de vapeur. Ensuite, les

composants de réfrigération liés à chaque transformation de cycle sont présentés en détail. Le dernier point concerne l'état d'avancement des recherches sur le cycle frigorifique, impliquant les composants et les usages du cycle. Tout d'abord, la conversion du cycle frigorifique de base est représentée schématiquement dans un diagramme thermodynamique, appelé diagramme de Mollier [16].

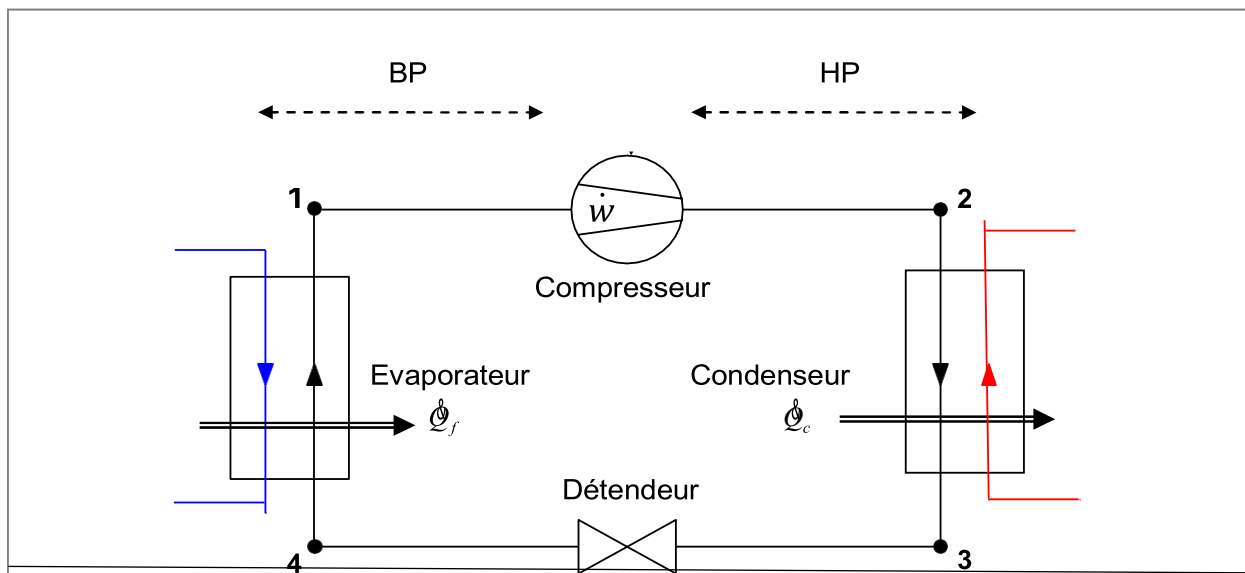


Figure 2.1 : Schéma de principe du cycle frigorifique

2.3 Diagramme de Mollier

Le diagramme de Mollier (Physicien allemand) ou enthalpique permet de comprendre le cycle frigorifique en suivant l'évolution du fluide au cours de chaque transformation, on part d'un état initial d'un fluide à un état final en déterminant les différentes enthalpies.

Un cycle frigorifique simplifié peut être représenté par un diagramme pression-enthalpie (diagramme de Mollier). L'enthalpie est une variable d'état qui représente la quantité de chaleur disponible dans une certaine qualité de réfrigérant. L'enthalpie spécifique en abscisse du graphique correspond à l'enthalpie de 1 kg de fluide frigorigène. La figure (2.2) est un exemple de cycle de réfrigération sur le diagramme de Mollier du réfrigérant R134a, le diagramme de Mollier est divisé en plusieurs zones. La zone centrale en forme de "cloche" correspond au couple (pression, enthalpie) du fluide frigorigène sous forme de mélange liquide/vapeur. Le sommet de la "cloche" est appelé "point critique", c'est le point où le fluide sera un mélange de liquide et vapeur. Le fluide au-dessus du point critique est supercritique et la pression en dessous du point critique est sous-critique. Le cycle de réfrigération classique utilise un fluide

frigorigène à l'état sous-critique. La courbe de saturation en liquide (enthalpie la plus basse) est appelée "courbe à bulles". Le cycle de réfrigération idéal comprend l'évaporation à pression constante, la compression isentropique, la condensation à pression constante et l'expansion du réfrigérant. Pendant le processus d'évaporation, le réfrigérant obtient de la chaleur de la source froide. Pendant le processus de compression, la pression et l'enthalpie du réfrigérant augmentent. Pendant le processus de condensation, le réfrigérant libère de la chaleur vers la source de chaleur. Enfin, le fluide frigorigène subit une perte de charge due à la détente isenthalpique afin de retomber à sa pression d'origine. [16]

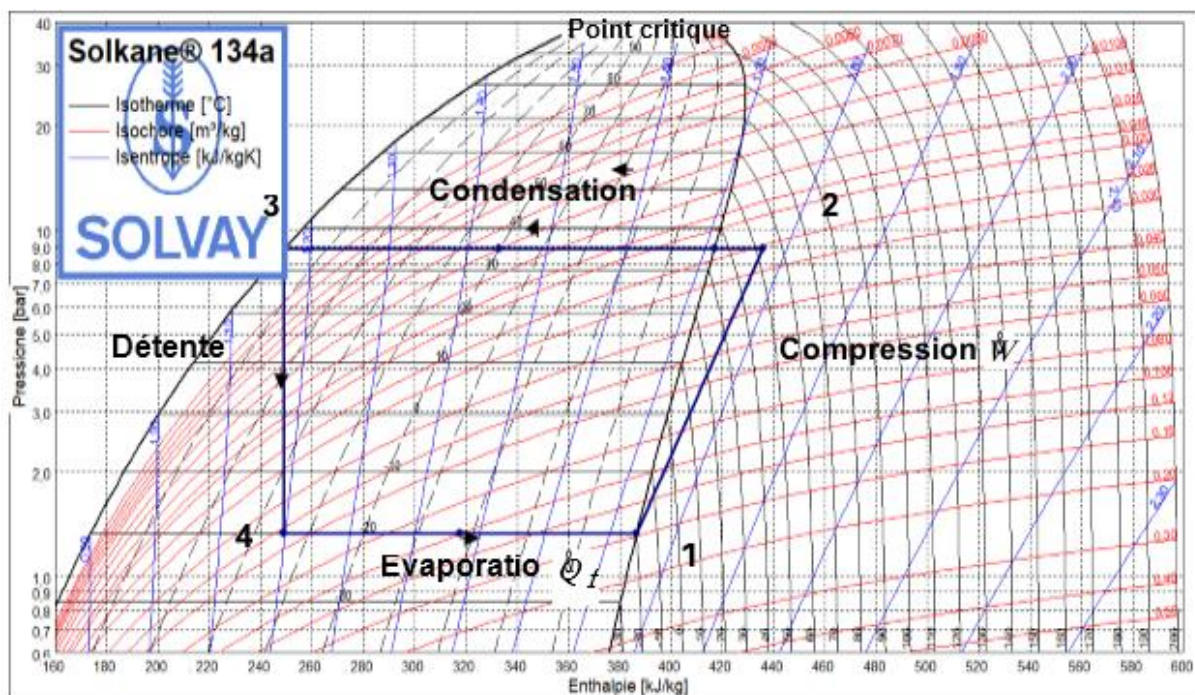


Figure 2.2 : Cycle frigorifique sur le diagramme de Mollier du R134a

2.4 Schéma de principe

Afin de réaliser les quatre transformations du cycle frigorifique, le réfrigérateur dispose d'un évaporateur, d'un compresseur, d'un condenseur et d'un détendeur [16]. La puissance impliquée est le travail mécanique consistant à comprimer le réfrigérant, à utiliser de l'énergie électrique pour alimenter le compresseur et à fournir respectivement chaleur et réfrigération au condenseur et à l'évaporateur sans échange de la chaleur, figure 2.1

2.5 Bilan énergétique du cycle :

2.5.1 Compresseur :

Le compresseur a pour but d'aspirer la vapeur sortant de l'évaporateur, et la comprime jusqu'à la pression qui règne dans le condenseur, et la rejette dans celui-ci

$$\dot{W}_C = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2.1)$$

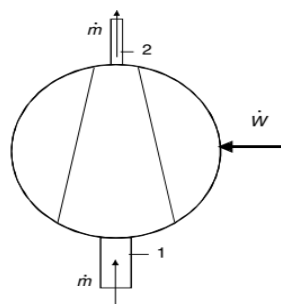


Figure 2.3 : Flux de masse et d'énergie à travers un compresseur parfait

2.5.2 Condenseur :

La vapeur entre dans le condenseur, il cède la chaleur et refroidir le fluide :

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (2.2)$$

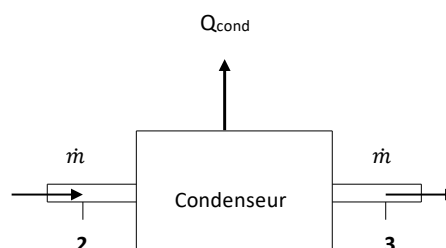
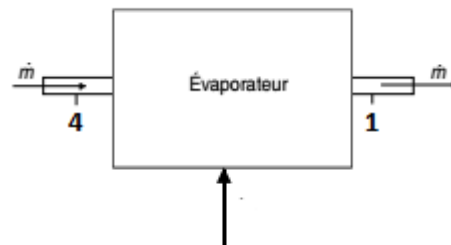


Figure 2.4: Flux de masse et d'énergie à travers un condenseur

2.5.3 Evaporateur :

Le flux de chaleur échangée entre dans la source chaude de l'évaporateur :

$$\dot{Q}_{Evap} = \dot{m}(h_4 - h_1) \quad (2.3)$$



$$\dot{Q}_{Evap}$$

Figure 2.5 : Flux de masse et d'énergie à travers un évaporateur

2.6 Les performances du cycle :

Les performances dues à un seul étage sont déterminées par les équations suivantes :

2.6.1 Le coefficient de performance :

Le coefficient de performance (COP) sert à préciser la performance de la machine frigorifique, s'exprimer :

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Evap}}{W_C} \quad (2.4)$$

2.7 Les propriétés thermodynamiques du cycle :

2.7.1 Cas N°1 : en utilisant le fluide R134a :

Tableau 2.1: Les données de base du cycle pour le fluide R134a

| Fluides | R134a | |
|--------------------------|-------|-----|
| Evaporateur | -20 | °C |
| Surchauffe : | 0 | K |
| Perte de charge : | 0 | bar |
| Puissance frigorifique : | 1 | kW |
| Surchauffe : | 0 | K |
| Refroidissement : | 0 | K |
| Compresseur | 35 | °C |

2.7.1.1 Les caractéristiques thermodynamiques des points du cycle :

Tableau 2.2: Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le fluide frigorigène R134a

| Point | p bar | t °C | v dm ³ /kg | h kJ/kg | s kJ/(kgK) |
|-------|----------|---------|--------------------------|------------|---------------|
| 1 | 1,33 | -20 | 147,33 | 386,51 | 1,7412 |
| 2 | 8,87 | 52,89 | 25,64 | 435,94 | 1,772 |
| 3 | 8,87 | 35 | 0,86 | 249,08 | 1,1663 |
| 4 | 1,33 | -20 | 52,72 | 249,08 | 1,1983 |

2.7.1.2 Les performances du cycle pour le fluide R134a :

Tableau 2.3: Performances du cycle pour le fluide R134a

| Puissances | | |
|--------------------------------|-------|-------------------|
| Puissance frigorifique : | 1 | kW |
| Compresseur : | 0,36 | kW |
| Conduite d'aspiration de gaz : | 0 | kW |
| Condenseur : | 1,36 | kW |
| Rapport de compression : | 6,68 | |
| Différence de pression : | 7,54 | bar |
| Débit massique : | 7,276 | g/s |
| Débit vol. (à l'aspiration) : | 3,86 | m ³ /h |

| | | |
|-------------------------|------|-------------------|
| Capacité volumétrique : | 933 | kJ/m ³ |
| COP : | 2,78 | |

2.7.2 Cas N°2 : en utilisant le fluide R123 :

Tableau 2.4: Les données de base du cycle pour le fluide R123

| Fluide | R123 | |
|-------------------------|------|-----|
| Évaporateur | -20 | °C |
| Surchauffe: | 0 | K |
| Perte de charge: | 0 | bar |
| Puissance frigorifique: | 1 | KW |
| Surchauffe: | 0 | K |
| Refroidissement: | 0 | K |
| Compresseur | 35 | °C |

2.7.2.1 Les caractéristiques thermodynamiques des points du cycle :

Tableau 2.5: Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le fluide frigorigène R123

| | p | t | v | h | s |
|-------|------|-------|---------------------|--------|----------|
| Point | bar | °C | dm ³ /kg | kJ/kg | kJ/(kgK) |
| 1 | 0,12 | -20 | 1146,61 | 370,87 | 1,6783 |
| 2 | 1,32 | 51,49 | 127,95 | 415,75 | 1,7064 |
| 3 | 1,32 | 35 | 0,69 | 237,74 | 1,1298 |
| 4 | 0,12 | -20 | 354,63 | 237,74 | 1,1523 |

2.7.2.2 Les performances du cycle pour le fluide R123 :

Tableau 2.6: Performances du cycle pour le fluide R123

| Puissances | | |
|-------------------------------|-------|-----|
| Puissance frigorifique: | 1 | kW |
| Compresseur: | 0,34 | kW |
| Conduite d'aspiration de gaz: | 0 | kW |
| Condenseur: | 1,34 | kW |
| Rapport de compression: | 11,09 | |
| Différence de pression: | 1,2 | bar |
| Débit massique: | 7,511 | g/s |

| | | |
|------------------------------|------|-------------------|
| Débit vol. (à l'aspiration): | 31 | m ³ /h |
| Capacité volumétrique: | 116 | kJ/m ³ |
| COP: | 2,97 | |

2.7.3 Cas N°2 : en utilisant le fluide R152a :

Tableau 2.7: Les données de base du cycle pour le fluide R152a

| Fluide | R152a | |
|-------------------------|-------|-----|
| Evaporateur | -20 | °C |
| Surchauffe: | 0 | K |
| Perte de charge: | 0 | bar |
| Puissance frigorifique: | 1 | kW |
| Surchauffe: | 0 | K |
| Refroidissement: | 0 | K |
| Compresseur | 35 | °C |

2.7.3.1 Les caractéristiques thermodynamiques des points du cycle :

Tableau 2.8: Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le fluide frigorigène R152a

| | p | t | v | h | s |
|-------|------|-------|---------------------|--------|----------|
| Point | bar | °C | dm ³ /kg | kJ/kg | kJ/(kgK) |
| 1 | 1,21 | -20 | 251,45 | 492,81 | 2,5147 |
| 2 | 7,94 | 67,85 | 48,12 | 571,64 | 2,5618 |
| 3 | 7,94 | 35 | 1,15 | 262,43 | 1,5652 |
| 4 | 1,21 | -20 | 74,82 | 262,43 | 1,6046 |

2.7.3.2 Les performances du cycle pour le fluide R152a :

Tableau 2.9: Performances du cycle pour le fluide R152a

| Puissances | | |
|-------------------------------|------|-----|
| Puissance frigorifique: | 1 | kW |
| Compresseur: | 0,34 | kW |
| Conduite d'aspiration de gaz: | 0 | kW |
| Condenseur: | 1,34 | kW |
| Rapport de compression: | 6,58 | |
| Différence de pression: | 6,73 | bar |

| | | |
|------------------------------|-------|-------------------|
| Débit massique: | 4,341 | g/s |
| Débit vol. (à l'aspiration): | 3,93 | m ³ /h |
| Capacité volumétrique: | 916 | kJ/m ³ |
| COP: | 2,92 | |

2.8 Etude paramétrique :

Les résultats de cette section se concentreront sur l'effet de la température de fonctionnement, en utilisant trois Fluides organiques R134a, R152a, R123.

2.8.1 L'effet de la température d'évaporation :

Dans cette partie, nous étudions l'effet de la température d'évaporation sur les performances en tenant compte des trois fluides organiques sélectionnés. Pour cela, certains paramètres de fonctionnement sont fixés dont la température d'évaporation et la température de condensation portent respectivement ces valeurs $T_{\text{évap}} = -20 \text{ °C}$ et $T_{\text{cond}} = 35 \text{ °C}$. D'autre part, on fait varier la température d'évaporation sur une plage de température de -20 °C à 10 °C . La figure 2.6 montre la variation du coefficient de performance du cycle de réfrigération en fonction de la température de l'évaporateur.

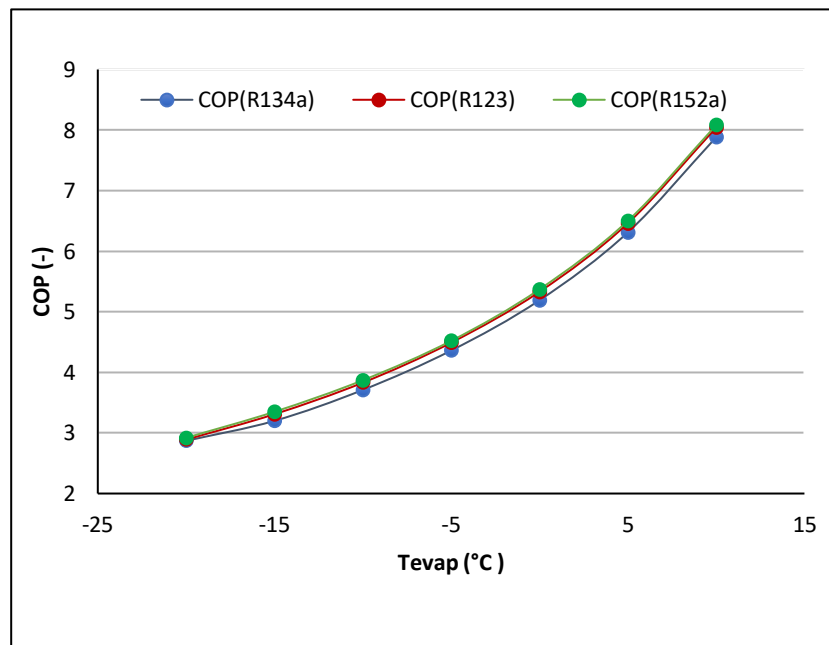


Figure 2.6 : L'effet de la température d'évaporation sur le coefficient de performance

Les résultats montrent la variation du coefficient de performance du cycle de réfrigération en fonction de la température de l'évaporateur, que la température d'évaporation a un effet

considérable sur le coefficient de performance du cycle de réfrigération, le coefficient de performance du cycle augmente considérablement pour les trois fluides organiques étudiés. En comparant les résultats obtenus pour les trois fluides organiques, pour la variation du COP en fonction de température de l'évaporateur on constate que le coefficient de performance dans le cas d'un fluide R152a (fluide isentropique) est plus élevé par rapport aux autres, on constate aussi que le coefficient de performance du cycle de base augmente de 2.92 à 8.08.

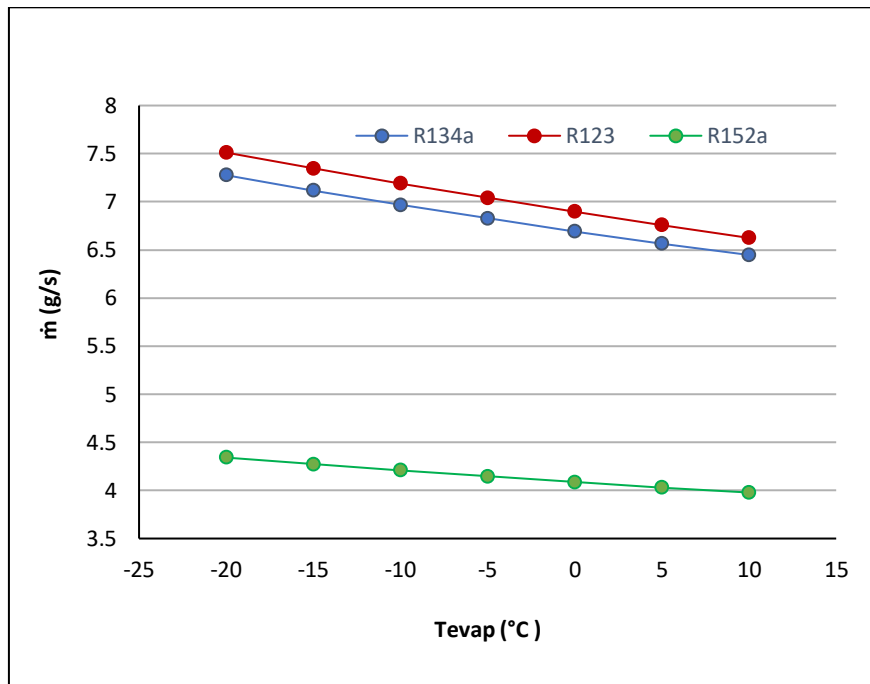


Figure 2.7 : L'effet de la température d'évaporation sur le débit massique

Les résultats montrent que la variation de débit massique du cycle de réfrigération en fonction de la température de l'évaporateur. On peut constater que les valeurs de débit massique diminuent avec l'augmentation de la température de l'évaporateur considérablement pour les trois fluides organiques étudiés. En comparant les résultats obtenus pour les trois fluides organiques on constate que le débit massique dans le cas d'un fluide R123 est plus élevé par rapport aux autres, on constate aussi que le débit massique de cycle de base diminue de 7.511

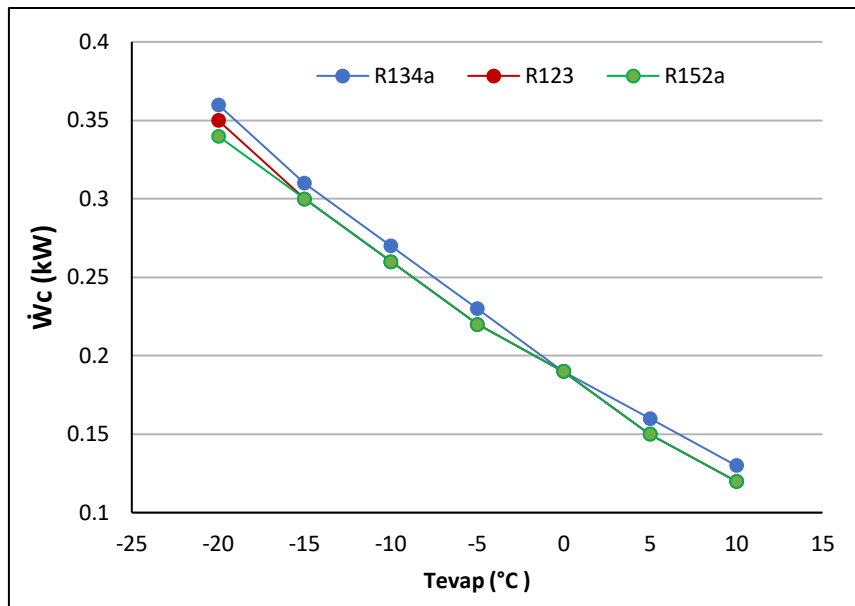


Figure 2.8 : L'effet de la température d'évaporation la puissance de compresseur

Les résultats montrent que la variation de travail de compresseur du cycle de réfrigération en fonction de la température de l'évaporateur. On peut constater que les valeurs de travail de compresseur diminuent avec l'augmentation de la température du l'évaporateur considérablement pour les trois fluides organiques étudiés. En comparant les résultats obtenus pour les trois fluides organiques on constate que le travail de compresseur dans le cas d'un fluide R134a est plus élevé par rapport aux autres, on constate aussi que le travail de compresseur de cycle de base diminué de 0.36 à 0.13.

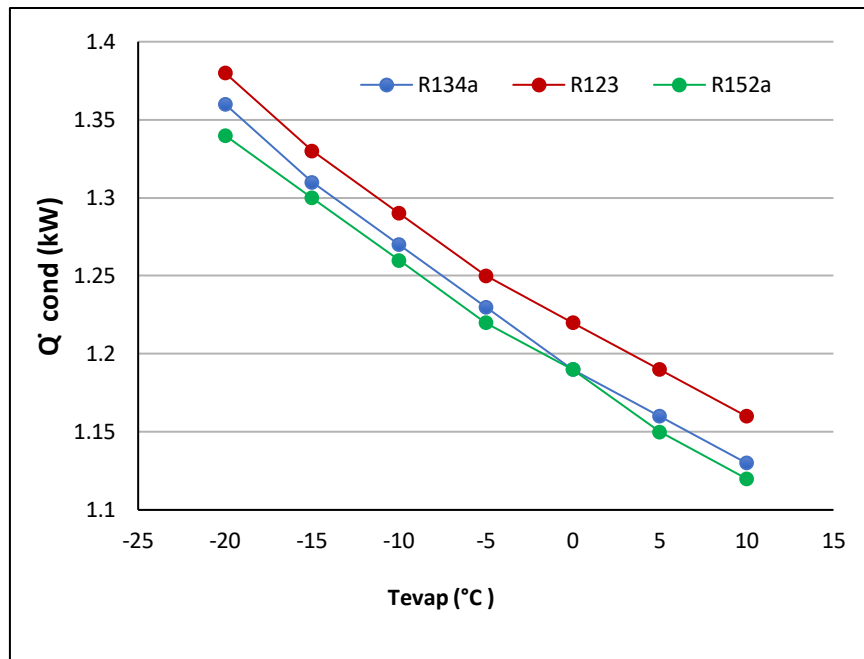


Figure 2.9 : L'effet de la température d'évaporation sur la puissance du condenseur

Les résultats montrent que la variation de puissance thermique du cycle de réfrigération en fonction de la température de l'évaporateur. On peut constater que les valeurs de puissance thermique diminuent avec l'augmentation de la température de l'évaporateur considérablement pour les trois fluides organiques étudiés. En comparant les résultats obtenus pour les trois fluides organiques on constate que la puissance thermique dans le cas d'un fluide R123 est plus élevée par rapport aux autres, on constate aussi que la puissance thermique de cycle de base diminue de 1.38 à 1.16.

2.8.2 L'effet de la température de condensation :

Dans cette partie, nous étudions l'effet de la température de condensation sur les performances en tenant compte des trois fluides organiques sélectionnés. Pour se faire, certains paramètres de fonctionnement sont fixés dont la température d'évaporation et la température de condensation portent respectivement ces valeurs $T_{\text{évap}} = -20 \text{ °C}$ et $T_{\text{cond}} = 35 \text{ °C}$. D'autre part, on fait varier la température de condensation sur une plage de température de 20 °C à 45 °C .

La figure 2.10 montre la variation du coefficient de performance du cycle de réfrigération en fonction de la température de condensation.

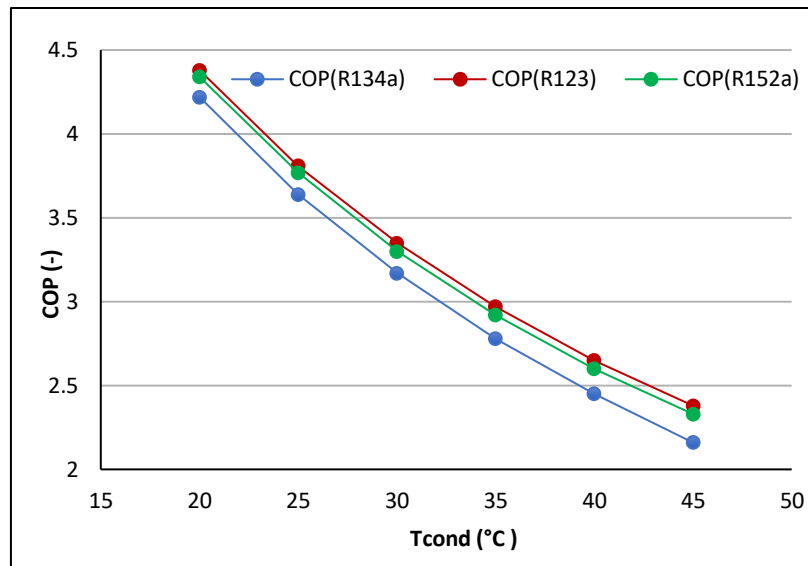


Figure 2.10 : L'effet de la température de condensation sur le coefficient de performance

Les résultats montrent que la variation du coefficient de performance du cycle de réfrigération en fonction de la température de condenseur que la température de condensation a un effet considérable sur le coefficient de performance du cycle de réfrigération, le coefficient de performance du cycle diminué considérablement pour les trois fluides organiques étudiés. En comparant les résultats obtenus pour les trois fluides organiques on constate que le coefficient de performance dans le cas d'un fluide R123 est plus élevé par rapport aux autres, on constate aussi que le coefficient de performance de cycle de base diminué de 4.38 à 2.38.

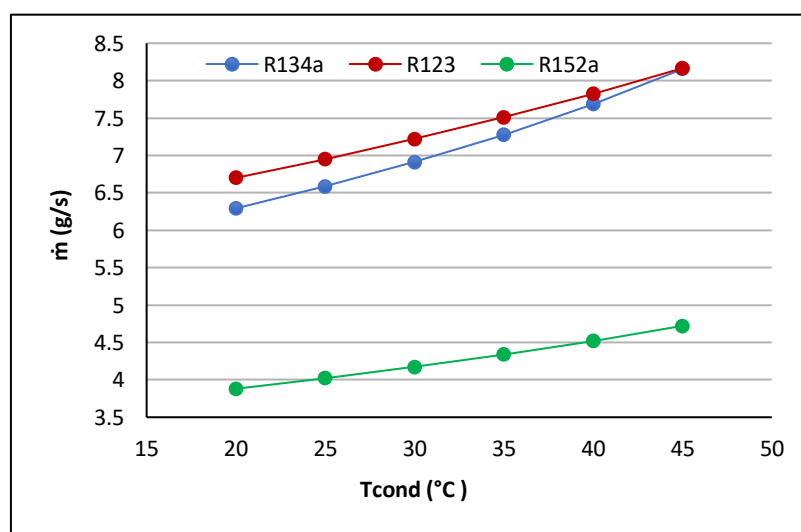


Figure 2.11 : L'effet de la température de condensation sur le débit massique

Les résultats montrent que la variation de débit massique du cycle de réfrigération en fonction de la température de condensation. On peut constater que les valeurs de débit massique augmentent avec l'augmentation de la température du condenseur considérablement pour les trois fluides organiques étudiés. En comparant les résultats obtenus pour les trois fluides organiques on constate que le débit massique dans le cas d'un fluide R123 est plus élevé par rapport aux autres, on constate aussi que le débit massique de cycle de base augmente de 6.701 à 8.167.

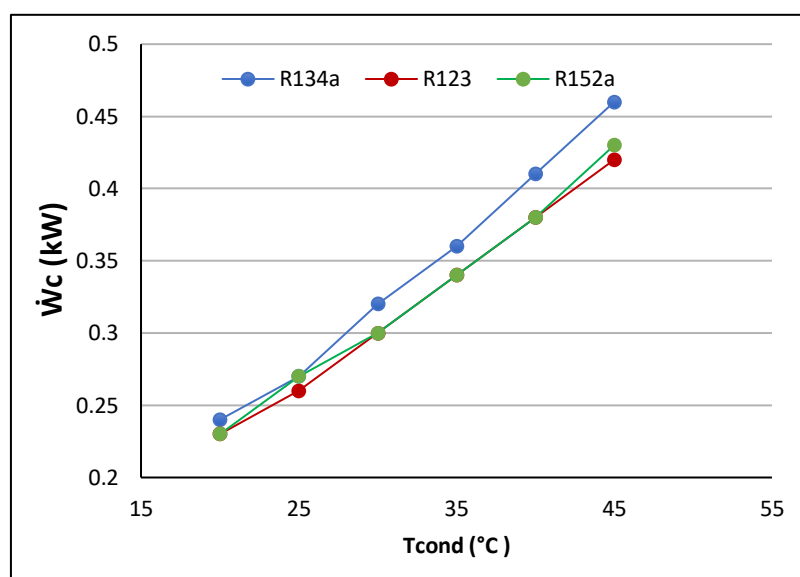


Figure 2.12 : L'effet de la température de condensation sur la puissance du compresseur

Les résultats montrent que la variation de travail de compresseur du cycle de réfrigération en fonction de la température de condensation. On peut constater que les valeurs de travail de compresseur augmentent avec l'augmentation de la température du condenseur considérablement pour les trois fluides organiques étudiés. En comparant les résultats obtenus pour les trois fluides organiques on constate que le travail de compresseur dans le cas d'un fluide R134a est plus élevé par rapport aux autres, on constate aussi que le travail de compresseur de cycle de base augmente de 0.24 à 0.46.

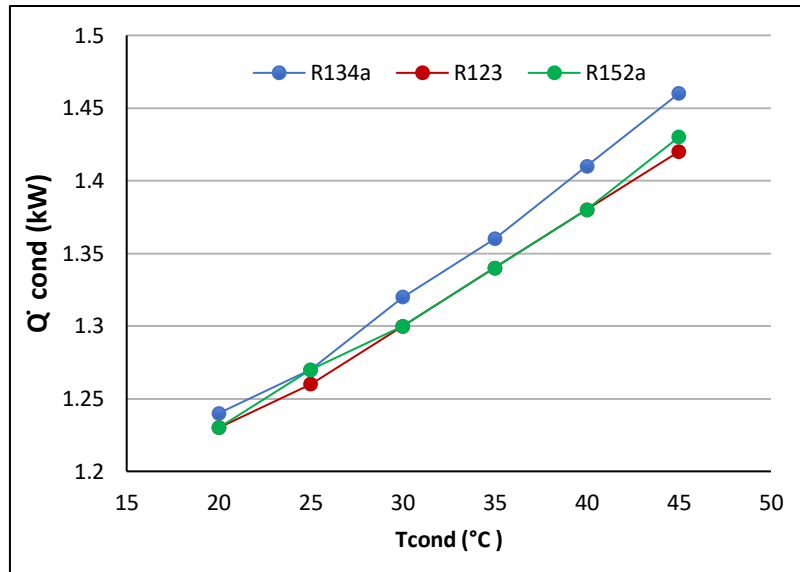


Figure 2.13 : L'effet de la température de condensation sur la puissance de condenseur

Les résultats montrent que la variation de la puissance thermique du cycle de réfrigération en fonction de la température de condenseur. On peut constater que les valeurs de la puissance thermique augmentent avec l'augmentation de la température du condenseur considérablement pour les trois fluides organiques étudiés. En comparant les résultats obtenus pour les trois fluides organiques on constate que la puissance thermique dans le cas d'un fluide R134a est plus élevée par rapport aux autres, on constate aussi que la puissance thermique de cycle de base augmente de 0.24 à 1.46.

Chapitre 3 :

Analyse exergetique

3.1. Introduction :

Ce chapitre présente une analyse exergétique d'un système frigorifique simple à compression de vapeur ; dont le but de déterminer la destruction de l'exergie au niveau de chaque composant du système et pour voir aussi l'effet des températures de fonctionnement sur le rendement exergétique. L'analyse exergétique a été faite en utilisant les trois fluides organiques ; le R134a, le R123 et le R152a.

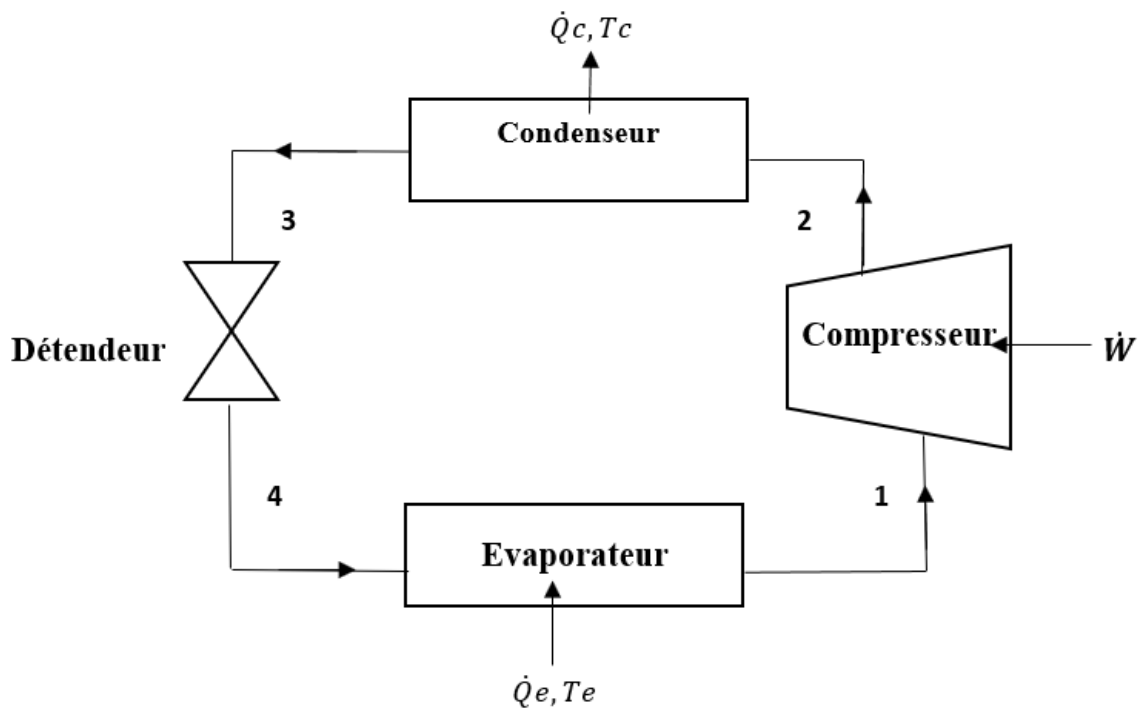


Figure 3.1 : Un système de réfrigération à compression de vapeur pour analyse.

3.2. Démarche pour l'analyse exergétique du procédé :

Tout système réel fonctionne en respectant le premier principe qui régit le bilan d'énergie et le second principe régissant le bilan entropique. Ce dernier permet d'énoncer que toutes les formes d'énergies ne sont pas équivalentes. Il est donc impossible de convertir une forme d'énergie intégralement en une autre. Le second principe permet de déterminer les limites de la conversion de l'énergie, à travers l'entropie, l'irréversibilité et la dégradation d'énergie. Par définition, l'énergie est constituée d'une partie noble, mécanisable et convertible, appelée exergie. L'autre est la partie non convertible et est appelée anergie. La somme des deux donnant l'énergie. Pour une analyse thermodynamique, il est courant d'émettre des équivalences entre

entropie et exergie. Si un processus thermodynamique réversible est considéré comme idéal, la production d'entropie est nulle, puisqu'elle n'engendre aucune perte d'exergie [17].

Dans l'analyse exergétique, aucun travail ne peut être produit par un système au point mort sont identifiées par l'indice 0, on suppose que les variables thermodynamiques d'un système la température T_0 et la pression P_0 de l'environnement (correspondant à l'état mort) sont à 25 °C et 1 atm, respectivement. Cependant, ces valeurs relatives à l'environnement de référence peuvent être spécifiées différemment selon l'application [18].

Le premier et le second principe peuvent donc être exprimés en fonction de l'exergie et de l'énergie, à savoir :

- La somme d'exergie et d'anergie mise en jeu est constante (Premier principe)
- L'anergie ne peut être transformée en exergie ; l'exergie quant à elle, peut être transformée en anergie dans un processus irréversible (Deuxième principe).

La formule générale traduisant le bilan exergétique appliqué en régime permanent à un volume de contrôle est donnée par l'équation suivante :

$$\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W} + \sum \text{Ex}_E - \sum \text{Ex}_S - \dot{I} = 0 \quad (3.1)$$

$\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j$: Correspond à l'exergie fournie par la source de chaleur à la température T_j est positif quand elle entre dans le système.

\dot{W} : Le travail mécanique.

$\sum \text{Ex}_E - \sum \text{Ex}_S$: Correspond à la somme des exergétiques entrant et sortant du volume de contrôle.

\dot{I} : Correspond à l'exergie détruite par le système en raison des irréversibilités.

Ex : peut être exprimée en termes de quatre constituants:

L'exergie physique (Ex_{PH}), l'exergie cinétique (Ex_{KN}), l'exergie potentielle (Ex_{PT}) et l'exergie chimique (Ex_{CH}) [14].

$$EX = EX_{PH} + EX_{KN} + EX_{PT} + EX_{CH} \quad (3.2)$$

$$EX_{PH} = h - h_0 - T_0 (S - S_0) \quad (3.3)$$

$$EX_{KN} = \frac{v^2}{2} \quad (3.4)$$

$$EX_{PT} = g z \quad (3.5)$$

$$EX_{CH} = 0 \quad (3.6)$$

Le débit de la destruction d'exergie (ou débit de l'irréversibilité), \dot{I} est calculé par l'équation suivante :

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_g \quad (3.7)$$

Où \dot{S}_g est le flux d'entropie créée.

On a

$$\sum \dot{m}_s S_s - \sum \dot{m}_e S_e = \sum \frac{\dot{Q}_j}{T_j} \quad (3.8)$$

On suppose : $\sum \frac{\dot{Q}_j}{T_j} = 0$

Donc : $\dot{S}_g = \sum \dot{m}_s S_s - \sum \dot{m}_e S_e$

$$\dot{I} = T_0 \sum \dot{m}_s S_s - \sum \dot{m}_e S_e \quad (3.9)$$

3.3. Rendements exergétique de chaque composant :

Le rendement exergétique est le rapport entre l'exergie sortante et l'exergie entrante. Ce dernier est globalement défini par :

$$\eta_{EX} = \frac{EX_U}{EX_{Con}} \quad (3.10)$$

Ou:

EX_U : L'exergie utile

EX_{Con} : L'exergie consommé

3.4. Le rendement exergétique du système :

Le rendement global exergétique [16] :

$$\eta_{Ex,sys} = \frac{\dot{E}X_{Evap}}{W_c} \quad (3.11)$$

3.5. Analyse exergétique d'un système frigorifique simple à compression de vapeur :

3.5.1 Bilan exergétique du système frigorifique simple à compression de vapeur :

Dans l'analyse exergétique, nous écrivons des équations d'équilibre exergétique pour chaque composante du système de réfrigération et pour la tuyauterie. En outre, nous décrivons clairement le ci-dessous, basée sur la figure 3.1. Comme mentionné précédemment, une simple compression de vapeur système de réfrigération se compose généralement de quatre composants principaux : compresseur, condenseur, détendeur et évaporateur.

Par conséquent, les équations d'équilibre exergétique pour les composants du système deviennent :

3.5.1.1. Le compresseur :

L'exergie consommée dans le compresseur est en effet la puissance mécanique demandée par le compresseur :

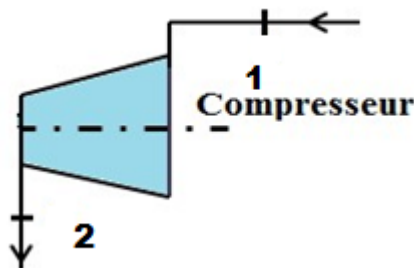


Figure 3.2. Compression dans le compresseur

L'exergie reçue par le fluide de travail :

$$\dot{W}_{com} = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (3.12)$$

$$\dot{E}X_{com} = \dot{m} [h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1)] \quad (3.13)$$

L'exergie détruite dans le compresseur :

$$\dot{E}X_{D,com} = \dot{W}_{com} + \dot{E}X_1 - \dot{E}X_2 \quad (3.14)$$

$$\dot{E}X_{D,com} = T_0 \dot{m} (s_2 - s_1) \quad (3.15)$$

Le rendement exergétique du compresseur :

$$\eta_{EX}^{com} = \frac{\dot{E}X_{com}}{\dot{W}_c} \quad (3.16)$$

3.5.1.2. Le condenseur :

L'exergie consommée est la différence entre l'entrée et la sortie de l'échangeur des flux d'exergie transportée par le fluide de travail :

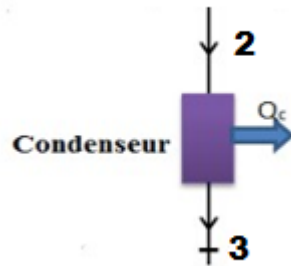


Figure 3.3. Echange de chaleur dans le condenseur

L'exergie reçue par le fluide de travail :

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} (h_2 - h_3) \quad (3.17)$$

$$\dot{E}X_{cond} = \dot{m} [(h_2 - h_3) - T_0 (s_2 - s_3)] \quad (3.18)$$

L'exergie détruite dans le condenseur :

$$\dot{E}X_{Dcond} = -\dot{Q}_{cond} + \dot{E}X_2 - \dot{E}X_3 \quad (3.19)$$

$$\dot{E}X_{Dcond} = -\dot{Q}_{cond} \left(1 - \frac{T_0}{T_{cond}^*}\right) + \dot{E}X_2 - \dot{E}X_3 \quad (3.20)$$

$$\dot{E}X_{D\text{cond}} = T_0 \dot{m}(s_3 - s_2) + \dot{Q}_{\text{cond}} \frac{T_0}{T_{\text{cond}}^*} \quad (3.21)$$

$$T_{\text{cond}}^* = T_{\text{cond}} - \Delta T \quad (3.22)$$

Le rendement exergétique du condenseur :

$$\eta_{\text{EX}}^{\text{cond}} = 1 - \frac{\dot{E}X_{D\text{cond}}}{\dot{E}X_{\text{cond}}} \quad (3.23)$$

3.5.1.3. Le détendeur :

Dans ce processus de détente le gaz subit une chute de pression associé à une chute de température sans variation d'enthalpie

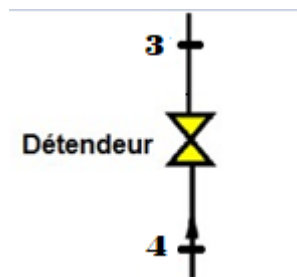


Figure 3.4. Détente dans le détendeur

$$\dot{m} h_3 = \dot{m} h_4 \quad (3.24)$$

L'exergie détruite dans le détendeur :

$$\dot{E}X_{D,\text{dét}} = \dot{E}X_{\text{dét}} = T_0 \dot{m}(s_4 - s_3) \quad (3.25)$$

Le rendement exergétique du détendeur :

$$\dot{\eta}_{\text{EX}}^{\text{dét}} = 1 - \frac{\dot{E}X_{D,\text{dét}}}{\dot{E}X_{\text{dét}}} \quad (3.26)$$

3.5.1.4. L'évaporateur :

L'exergie consommé est la différence entre l'entrée et la sortie de l'échangeur des flux d'exergie transportés par le fluide de travail :

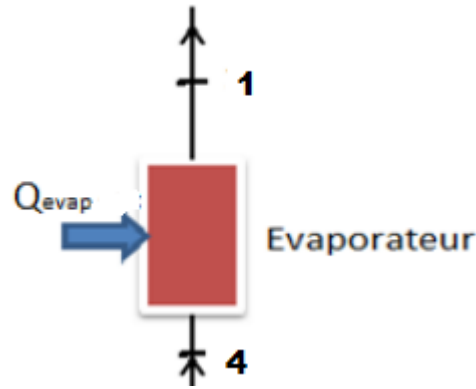


Figure 3.5. Echange de chaleur dans l'évaporateur

L'exergie reçue par le fluide de travail :

$$\dot{Q}_{\text{Evap}} = \dot{m} (h_1 - h_4) \quad (3.27)$$

$$\dot{E}X_{\text{Evap}} = \dot{m} [(h_4 - h_1) - T_0(S_4 - S_1)] \quad (3.28)$$

L'exergie détruite dans l'évaporateur :

$$\dot{E}X_{\text{Dcond}} = \dot{Q}_{\text{Evap}} + \dot{E}X_4 - \dot{E}X_1 \quad (3.29)$$

$$\dot{E}X_{\text{D,Evap}} = \dot{Q}_{\text{cond}} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{Evap}}^*}\right) + \dot{E}X_4 - \dot{E}X_1 \quad (3.30)$$

$$\dot{E}X_{\text{D,Evap}} = T_0 \dot{m} (S_1 - S_4) - \dot{Q}_{\text{Evap}} \frac{T_0}{T_{\text{Evap}}^*} \quad (3.31)$$

$$T_{\text{Evap}}^* = T_{\text{Evap}} + \Delta T \quad (3.32)$$

Le rendement exergétique du l'évaporateur :

$$\eta_{\text{EX}}^{\text{Evap}} = 1 - \frac{\dot{E}X_{\text{D,Evap}}}{\dot{E}X_{\text{Evap}}} \quad (3.33)$$

3.5.2. Les propriétés thermodynamiques du cycle :

Dans chaque cas on a fait une comparaison en utilisant les trois fluides de travail. Le R123, R134a et le R152a pour les propriétés thermodynamiques on a utilisé le logiciel SOLKANE

Tableau 3.1: Les données de base du cycle

| | | |
|---|------------|------|
| Température de l'évaporateur | -20 | °C |
| Température de condenseur | 35 | °C |
| Capacité de réfrigération | 1 | kW |
| Débit massique | 1 | Kg/s |
| Température ambiante (T_0) | 25 | °C |
| Ecarte de température au niveau de la source thermique (ΔT) | 5 | °C |

3.5.2.1. Cas N°1 : en utilisant le fluide R134a :

3.5.2.1.1. Les caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le R134a :

Tableau 3.2: Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le fluide frigorigène R134a

| Point | p bar | t °C | v dm ³ /kg | h kJ/kg | s kJ/(kgK) |
|-------|----------|---------|--------------------------|------------|---------------|
| 1 | 1,33 | -20 | 147,33 | 386,51 | 1,7412 |
| 2 | 8,87 | 52,89 | 25,64 | 435,94 | 1,772 |
| 3 | 8,87 | 35 | 0.86 | 249.08 | 1,1663 |
| 4 | 1,33 | -20 | 52,72 | 249,08 | 1,1983 |

3.5.2.1.2. Les performances du cycle pour le fluide R134a :

Tableau 3.3: Performances du cycle pour le fluide R134a

| | \dot{I} (KW) | $\dot{E}X$ (KW) | η_{EX} (%) |
|--|-----------------|-----------------|--------------------|
| Compresseur | 9.18 | 40.60 | 81.4 |
| Condenseur | 3.19 | 6.27 | 49.12 |
| Détendeur | 9.54 | 9.54 | 0 |
| Evaporateur | 3.14 | 24.43 | 97.71 |
| Le rendement exergetique du système | 49.42(%) | | |

3.5.2.2. Cas N°2 : en utilisant le fluide R123 :

3.5.2.2.1. Les caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le R123 :

Tableau 3.4: Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le fluide frigorigène R123

| Point | p bar | t °C | v dm ³ /kg | h kJ/kg | s kJ/(kgK) |
|-------|----------|---------|--------------------------|------------|---------------|
| 1 | 0,12 | -20 | 1146,61 | 370,87 | 1,6783 |
| 2 | 1,32 | 51,49 | 127,95 | 415,75 | 1,7064 |
| 3 | 1,32 | 35 | 0,69 | 237,74 | 1,1298 |
| 4 | 0,12 | -20 | 354,63 | 237,74 | 1,1523 |

3.5.2.2.2. Les performances du cycle pour le fluide R123 :

Tableau 3.5 : Performances du cycle pour le fluide R123

| | \dot{i} (KW) | $\dot{E}X$ (KW) | ηEX (%) |
|--|-----------------|-----------------|---------------|
| Compresseur | 8.37 | 36.50 | 81.32 |
| Condenseur | 3.16 | 6.09 | 48.09 |
| Détendeur | 6.70 | 6.70 | 0 |
| Evaporateur | 3.06 | 23.69 | 87.04 |
| Le rendement exérgétique du système | 52.78(%) | | |

3.5.2.3. Cas N°1 : en utilisant le fluide R152a :

3.5.2.3.1. Les caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le R152a :

Tableau 3.6 : Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour le fluide frigorigène R152a

| Point | p bar | t °C | v dm ³ /kg | h kJ/kg | s kJ/(kgK) |
|-------|----------|---------|--------------------------|------------|---------------|
|-------|----------|---------|--------------------------|------------|---------------|

| | | | | | |
|---|------|-------|--------|--------|--------|
| 1 | 1,21 | -20 | 251,45 | 492,81 | 2,5147 |
| 2 | 7,94 | 67,85 | 48,12 | 571,64 | 2,5618 |
| 3 | 7,94 | 35 | 1,15 | 262,43 | 1,5652 |
| 4 | 1,21 | -20 | 74,82 | 262,43 | 1,6046 |

3.5.2.3.2. Les performances du cycle pour le fluide R152a :

Tableau 3.7 : Performances du cycle pour le fluide R152a

| | \dot{i} (KW) | $\dot{E}X$ (KW) | ηEX (%) |
|-------------------------------------|------------------|-----------------|---------------|
| Compresseur | 14.04 | 64.78 | 81.4 |
| Condenseur | 6.97 | 12.07 | 42.25 |
| Détendeur | 11.74 | 11.74 | 0 |
| Evaporateur | 5.17 | 40.96 | 87.37 |
| Le rendement exergetique du système | 51.95 (%) | | |

3.6. La distribution de l'exergie détruite au niveau du système frigorifique a compression de vapeur :

Dans cette section, on va étudier la distribution de l'exergie détruite pour les trois fluides (R134a, R123, R152a) pour le système frigorifique a compression de vapeur.

3.6.1. Cas du fluide R134a :

La distribution de l'exergie détruite dans le système frigorifique à compression de vapeur pour le cas du fluide R134a est montrée dans la figure 3.6.

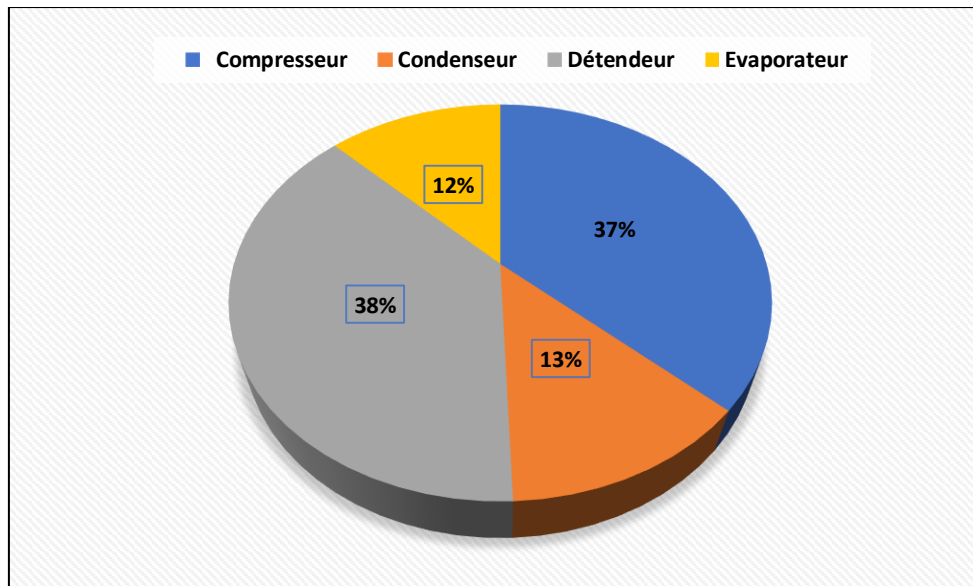


Figure 3.6 La distribution de l'exergie détruite en utilisant le fluide R134a

3.6.2. Cas du fluide R123 :

La distribution de l'exergie détruite dans le système frigorifique à compression de vapeur pour le cas du fluide R123 est montrée dans la figure 3.7.

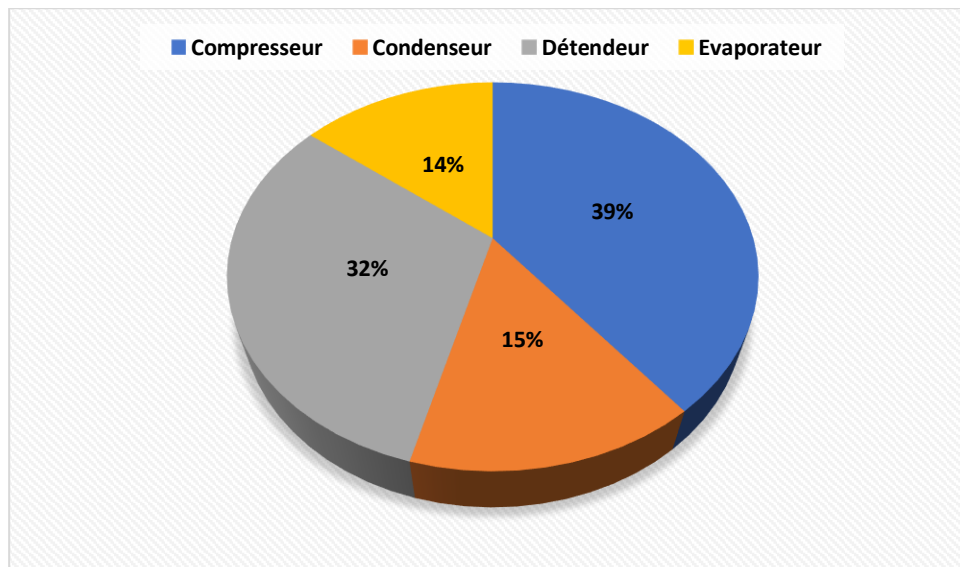


Figure 3.7 : La distribution de l'exergie détruite en utilisant le fluide R123

3.6.3. Cas du fluide R152a :

La distribution de l'exergie détruite dans le système frigorifique à compression de vapeur pour le cas du fluide R152a est montrée dans la figure 3.8.

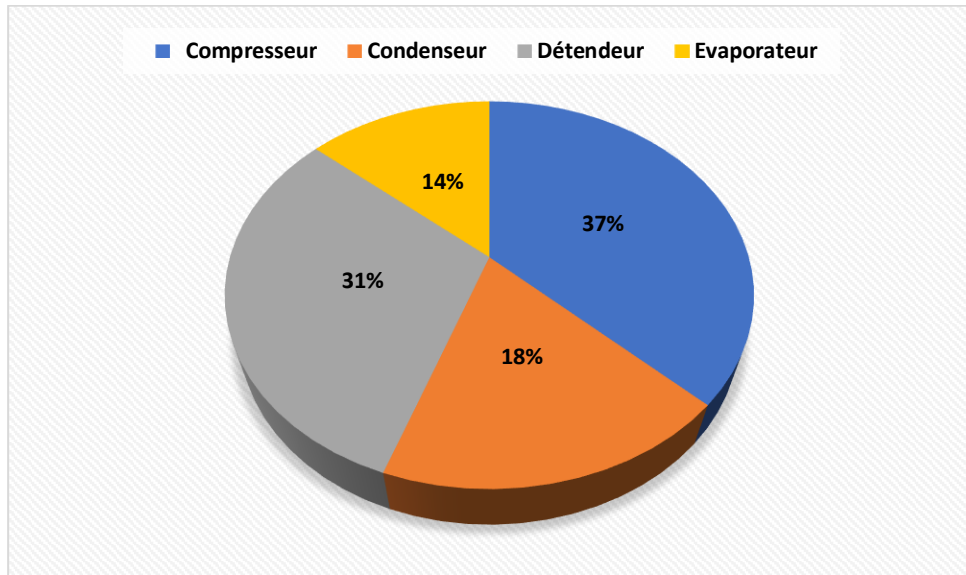


Figure 3.8. La distribution de l'exergie détruite en utilisant le fluide R152a

Les résultats des figures montrent que la plus grande exergie détruite se trouve dans le compresseur d'un pourcentage de (R134a : 36.65 %), (R123 : 39.31 %) et (R152a : 37.03 %), et au niveau de détendeur avec un pourcentage de (R134a : 31.47 %), (R123 : 38.08 %) et (R152a : 30.96 %)

3.7. Etude paramétrique :

Dans cette section, nous étudierons l'effet des températures de fonctionnement notamment la température d'évaporation, et la température de condensation, sur l'efficacité exergétique du cycle. L'étude paramétrique sera réalisée sur trois fluides organiques R134a, R123 et R152a.

3.7.1. L'effet de la température d'évaporateur sur le rendement exergétique :

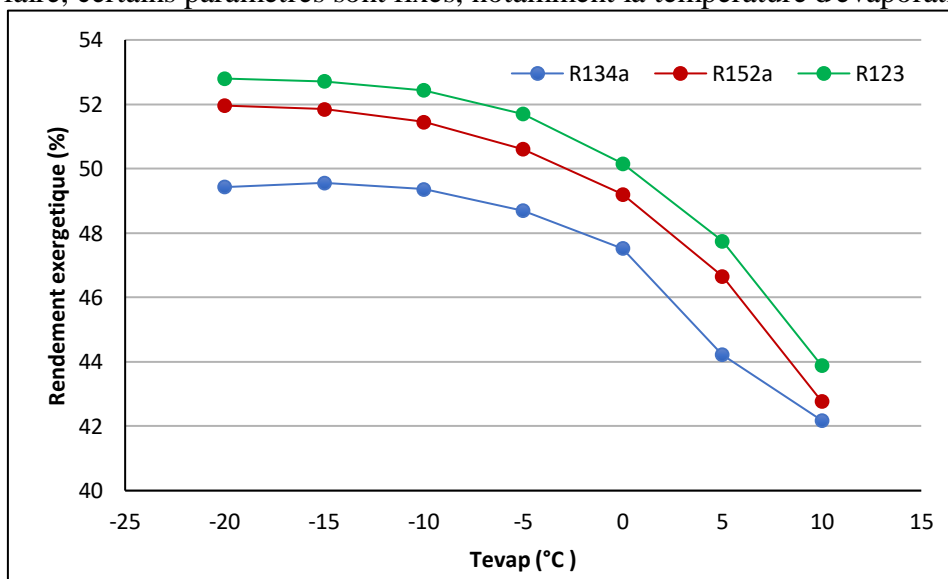
Dans cette partie, nous étudions l'effet de la température d'évaporation et la température de condensation sur le rendement exergetique cycle simple en tenant compte des trois fluides organiques sélectionnés. Pour se faire, certains paramètres de fonctionnement sont fixés dont la température d'évaporation et la température de condensation portent respectivement ces valeurs $T_{\text{évap}} = -20^{\circ}\text{C}$ et $T_{\text{Cond}} = 35^{\circ}\text{C}$. D'autre part, on fait varier la température d'évaporation sur une plage de température de -20°C à 10°C . La Figure 3.5. Montre la variation du rendement exergetique du cycle en fonction de la température de l'évaporateur.

Figure 3.9. La variation du rendement exergetique du cycle simple en fonction de la température de l'évaporateur.

L'efficacité exergetique du système est effectuée négativement à la suite de l'augmentation de la température de l'évaporateur, la plus grande valeur du rendement exergetique proche de 52.82 % a été obtenue par le fluide R123 a la plus petite valeur de température de l'évaporateur de -20°C .

3.7.2. L'effet de la température de condenseur sur le rendement exergetique :

Dans cette partie, nous étudions l'effet de la température de condensation sur le rendement exergetique de cycle simple en prenant en compte les trois fluides organiques sélectionnés. Pour se faire, certains paramètres sont fixés, notamment la température d'évaporation du et la



température de condensation qui portent respectivement ces valeurs $T_{\text{évap}} = -20^{\circ}\text{C}$ et $T_{\text{cond}} = 35^{\circ}\text{C}$, tandis que la température de condensation varie sur une gamme de température de 20°C à 45°C .

La figure 3.6 représente la variation du rendement éxergétique du cycle simple en fonction de la température de condenseur.

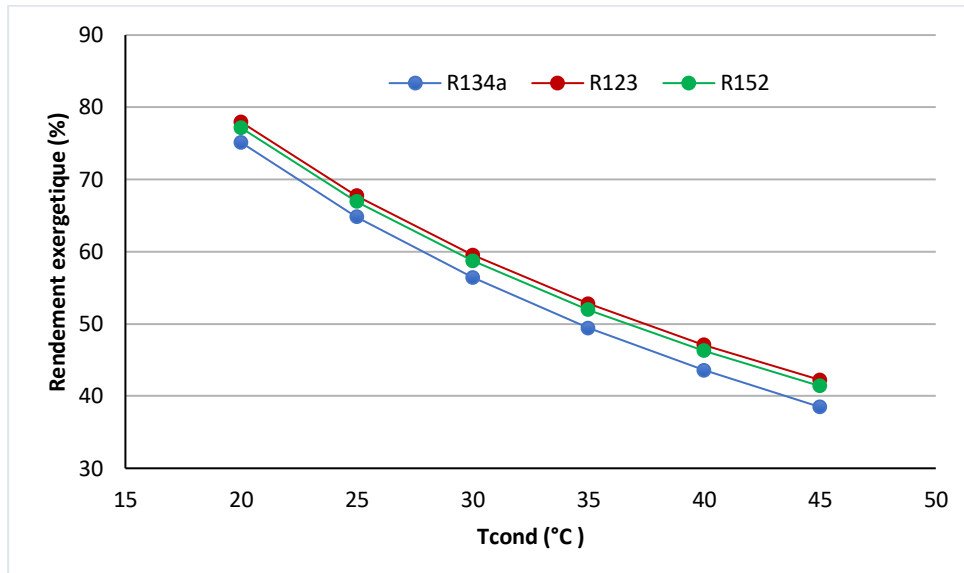


Figure 3.10. La variation du rendement éxergétique du cycle simple en fonction de la température de condenseur.

D'après la courbe de la variation du rendement éxergétique du cycle simple on peut constater que les valeurs de rendement éxergétique diminuent avec l'augmentation de la température du condenseur considérablement pour les trois fluides organiques étudiés. On peut constater aussi que le fluide R123 possède le rendement éxergétique optimal le plus élevé. La plus grande valeur du rendement éxergétique proche de 77.94 % a été obtenue par le fluide R123 a la plus petite valeur de température de l'évaporateur de 20 °C.

Conclusion générale

Conclusion générale

La recherche d'un fluide frigorigène pour éviter l'utilisation du R134a qui est largement utilisé dans le domaine de la climatisation est un impact mondial, alors qu'il a été interdit par l'Union Européenne en 2006 déjà à cause de son potentiel de réchauffement climatique 'GWP' qui est à l'origine du phénomène de l'effet de serre, c'est le phénomène le plus dangereux qui menace notre planète, et jusqu'à présent, la majorité des réfrigérateurs et machines frigorifiques utilisent le R134a comme fluide, on constate donc qu'il y a un conflit entre les entreprises fabriquant ces machines frigorifiques et l'international organisations de protection de l'environnement.

Il faut donc rechercher un fluide qui puisse être identique au R134a dans ces performances mais avec un faible potentiel de réchauffement climatique pour éviter le phénomène de l'effet de serre. Alors pour bien étudier ce sujet, nous faisons notre exemple sur un cycle frigorifique à compression de vapeur car c'est le cycle de base du froid en plus de simplifier notre étude, donc nous renforçons notre travail sur trois parties bien organisées.

Pour la première partie, nous avons bien parlé du domaine du froid en général pour donner un aperçu de notre sujet, qui concerne les machines frigorifiques, les fluides frigorigènes et les systèmes utilisés en réfrigération.

Dans la deuxième partie, une analyse énergétique qui a été faite pour déterminer les performances des fluides que nous avons choisis (R123 & R152a) avec le R134a, après la détermination des différents résultats pour analyser l'évolution des différentes grandeurs et leur interprétation.

La dernière partie est l'analyse exégétique qui est la plus importante ; signifie qu'il confirme les résultats trouvés dans l'analyse énergétique de notre nouveau fluide frigorigène choisi, nous avons donc effectué notre évaluation et nous avons déterminé les propriétés de chaque fluide, après avoir déterminé les graphiques et leur interprétation.

D'après cette analyse énergétique, exégétique et les résultats trouvés, et à travers notre humble étude, nous voyons que le R123 est le réfrigérant qui peut remplacer le R134a ou c'est leur disponibilité de leurs performances de leur faible potentiel de réchauffement climatique.

Perspectives :

Il sera intéressant de poursuivre ce travail en poursuivant ce type d'étude pour trouver un fluide frigorigène soit pour cela inventé par les chercheurs soit pour l'amélioration des cycles de réfrigération pour une rapidité et une bonne production de froid, c'est pour la protection de notre atmosphère de notre planète

Références bibliographiques

- [1] Amziane Mohamed Amziane, Etude comparative entre les systèmes de climatisation classiques et solaires application a la climatisation d'un immeuble, mémoire de magister, université Tlemcen, (2014).
- [2] Zhi-Jiu Chen and Wei-han Lin, Dynamic simulation and optimal matching of a small-scale refrigeration system, Rev. Int. Froid, (2009).
- [3] A. EL Almers, étude du transfert de chaleur et de masse dans un lit fixe de charbon actif réagissant par adsorption avec l 'ammoniac – application à la modélisation d 'une machine frigorifique solaire, thèse de Doctorat, (2002).
- [4] Fan Y., Luo L., Souyri B., Review of solar sorption refrigeration technologies: Development and applications. Renewable and sustainable energy reviews, 2007.
- [5] Henning H.M., Solar assisted air conditioning of buildings - an overview. Applied Thermal Engineering, 2007.
- [6] Xavie Plegzy la climatisation solaire mémoire, (2005).
- [7] Delorme Marc et al., Promoting solar air conditioning: Technical overview of active techniques, Altener Project, (2007).
- [8] Chekirou Wassila, etude et analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption. Thèse doctorat, 2008.
- [9] Site internet : Institut International du Froid. Aperçu sur l'histoire de la production du froid. (Consulté en 2015).
- [10] K. Chunnanond, S. Aphornratana, Ejectors: Applications in refrigeration technology. Renewable and Sustainable Energy Reviews, (2004), volume 8, numéro 2, p. 129-155.
- [11] Zoubeyr mimoune, Magister en genie mécanique, Etude et modélisation des fluides frigorifiques (2015).
- [12] Sarkar J., Bhattacharyya S., Ram Gopal M., Simulation of a Transcritical CO₂ Heat Pump Cycle for Simultaneous Cooling and Heating Applications, International Journal of Refrigeration, (2006).
- [13] Christophe Coquelet, thèse de doctorat, « études des fluides frigorigènes. Mesures et modélisations »(2003), pages 23.
- [14] P.J.Rapin, P.Jaccard, “ installation frigorifique”, édition PYC, 1996, Tome I.
- [15] C.Clodic, Y.S.Chang.A.M.Pougin, 'évaluation des fluides frigorigènes à faible GWP pour

le froid domestique et commercial, les transports réfrigérants et la climatisation automobile' (Mai 1999).

[16] Paul Byrne, Experimental and numerical study of a heat pump for simultaneous heating and cooling using air as a balancing source, (November 2009).

[17] Farid Allab these pour obtenir le grade de docteur en Génie Electrique etude et conception d'un dispositif de refrigeration magnetique base sur l'effet magnetocalorique, (Mai 2008).

[18] Yunus A. Engel, Michael A.Boles, Marcel Lacroi, Thermodynamique une approche programmatique, Canada : Chenelière éducation, (2008).