

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

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

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



MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

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

Option : Energétique

Thème traité :

**Analyse d'un système de cycle organique de Rankine avec
bouteille flash (OFC)**

Réalisé par

- NAIT SLIMANI Amer
- RAMDANI Akli

Encadré par

-Mr : M. HAMZAOUI

2024-2025

Dédicaces

Nous dédions ce travail à nos familles, pour leur amour inconditionnel, leur patience et leur soutien tout au long de notre parcours. Leur encouragement constant a été une source de motivation essentielle. Nous pensons également à nos amis proches, qui ont toujours cru en nous et nous ont accompagnés tout au long de nos parcours académiques.

Remerciements

Nous remercions le Bon Dieu de nous avoir accordé la force et le courage nécessaires pour réaliser ce travail.

Nous remercions particulièrement notre promoteur, Monsieur M. Hamzaoui, pour ses conseils avisés, sa disponibilité et son accompagnement constant.

Nous adressons également nos remerciements aux membres du jury pour avoir accepté d'examiner et d'évaluer notre travail.

Nos remerciements sincères vont aussi aux enseignants du département de Génie Mécanique.

Enfin, nous remercions chaleureusement nos familles et nos amis pour leur soutien moral et leurs encouragements, qui ont été précieux tout au long de ce parcours..

Nomenclature

\dot{m}	Débit massique	
H	Enthalpie spécifique	(kJ/kg. K)
S	Entropie spécifique	(kJ/kg. K)
\dot{S}	Taux de variation d'entropie	(kW/kg.K)
W	Travail	(kW)
Q	Chaleur rejeté	(kW)
\dot{W}	Puissance consommé	(kW)
T_0	Température de référence	(K)
T	Température	(K)
P	Pression	(kpa)
E_{xdet}	Exergie détruite	(W)
x	Titre de vapeur	
η	Rendement du cycle	(%)
\dot{E}_x	Taux de variation d'exergie	(W)
e_x	Exergie spécifique	(kJ/kg)

Indices

L : Liquide

V : Vapeur

int : entrée (input)

out : sortie (output)

ev : évaporateur

c : condenseur

p : pompe

T : turbine

sé : séparateur

di : détendeur isenthalpique

e : point de la source du condenseur

Abréviations

ORC : Cycle organique de Rankine

ORFC : Cycle organique de Rankine avec bouteille flash

Table de matières

Dédicaces

Remerciements

Nomenclature

Liste des tables et figures

Abstract

Résumé

1.1 Introduction :	15
1.2 Généralité sur le cycle organique de Rankine :	15
1.3 Historique du cycle organique de Rankine (ORC).....	16
1.4 Rappel thermodynamique :	18
1.5 Critères de choix du fluide de travail :	19
1.6 Etat de l'art :	21
1.7 Conclusion :	24
2.1. Introduction :	13
2.2. Description du cycle organique de Rankine (ORC) :	13
2.3. Analyse massique et énergétiques est exérgétique du cycle simple de Rankine :.....	15
2.4. Description du cycle organique de Rankine avec bouteille flash (ORFC) :.....	21
2.5. Performance des cycles organique de Rankine étudiés	32
2.6. Rendement exergetique des systèmes	32
2.7. Conclusion.....	32
3.1. Introduction :	36
3.2. Présentations des résultats pour le cycle simple de RANKINE :	36
3.3. Présentations des résultats de l'étude paramétrique pour le cycle de RANKINE avec bouteille flash :	49
3.3.1 Rendement théorique global de cycle par la variation de T_c	50
3.3.2 TRAVAIL DE LA TURBINE PAR LA VARIATION DE T_c	51
3.3.3 L'exergie detruite par la varation de T_c	52
3.3.4 RENDEMENT EXERGETIQUE PAR LA VARIATION DE T_c	53
3.3.5 DURABILITE PAR LA VARIATION DE T_e ET P_{11}	54
3.3.6 Travail de la pompe par la variation de T_c	55
3.3.7 Travail net par la variation de T_c	56
3.3.8 Variation du renement theorique globale en fonction de P_{11} et T_e	57
3.3.9 Variation du travail des turbines en fonction de P_{11} et T_e	58

3.3.10	Variation de l'exergie detruit globale en fonction de P11 et Te.....	59
3.3.11	Variation du rendement exergetique en fonction de P11 et Te	60
3.3.12	Variation de travail des pompes en fonction de P11 et Te	61
3.3.13	Variation de la durabilite en fonction de P11 ET Te.....	62
3.3.14	Travail net en fonction de P11 et Te	63
3.3.15	Variation de l'exergie pour deferante organe de systheme en fonction de Te et P11	64
4.1	INTRODUCTION.....	66
4.2	METHODE D'OPTIMISATION JSOA	66
4.3	CYCLE ORGANIQUE DE RANKINE.....	69
4.3.1	VARIATION DU RENDEMENT EN FONCTION DE Te ET Tc	69
4.3.2	VARIATION DE P4 EN FONCTION DE Tc et Te	70
4.3.3	Variation de l'exergie detruite en fonction de Tc et Te.....	71
4.3.4	Variation de travail de la pompe en fonction de Te et Tc	72
4.3.5	Variation de chaleur absorbee en fonction de Te et Tc	73
4.3.6	Variation de la chaleur rejetée en fonction de Te et Tc.....	74
4.3.7	Evolution du rendement exergetique en fonction de Te et Tc.....	75
4.3.8	Impact de la temperature Te et Tc sur la pression intermediaire P4	76
4.3.9	Impact de la temperature Te et Tc sur rendement energetique	77
4.3.10	Rendement exergetique en fonction de Te et Tc	78
4.3.11	Exergie détruite	79
4.3.12	Chaleur absorbée part la variation Tc et Te.....	80
4.3.13	IMPACT DE LA TEMPERATURE Te ET Tc sur la chaleur rejetee.....	81
4.4	Optimisation de cycle de Rankine avec bouteille flash.....	82
4.4.1	Variation de P11 en fonction de Te et Tc.....	82
4.4.2	Variation du rendement globale en fonction de Te et Tc	83
4.4.3	Exergie detruit en fonction de Te et Tc	84
4.4.4	Evolution de Wp en fonction de Te et Tc.....	85
4.4.5	Travail net en fonction de Te et Tc :	86
4.4.6	Contour de pression en fonction de Te ET Te.....	87
4.5	Comparison entre le cycle de RANKIN et le cycle avec BOUTEILLE FLASH.....	89
4.6	Validation du resultats obtenue:	93
4.6.1	Calcul de l'erreur relative :	95
4.7	Conclusion.....	96

Conclusion générale

Références bibliographiques **Erreur ! Signet non défini.**

Listes des tables et figures

Figure 3. 1 évolution du rendement thermique globale en fonctions du changement de P4 et Tc.....	37
FIGURE 3. 2 l'évolution du travail de la turbine en fonctions du changement de P4 et Tc....	38
FIGURE 3. 3 l'évolution du l'exergie détruite en fonctions du changement de p4 et Tc.....	39
FIGURE 3. 4 l'évolution du rendement exergetique en fonctions du changement de P4 et Tc	40
FIGURE 3. 5: l'évolution du rendement thermique globale en fonctions du changement.....	41
FIGURE 3. 6 l'évolution du travail de la turbine en fonctions du changement de P4 et Te....	42
FIGURE 3. 7 l'évolution du l'exergie détruite en fonctions du changement de P4 et Te	43
FIGURE 3. 8:l'évolution du rendement exergetique en fonctions du changement de P4 et Te	44
FIGURE 3. 9 la durabilité en fonction de la pression intermédiaire	45
FIGURE 3. 10 l'évolution du travail net en fonction de la pression P4	46
FIGURE 3. 11 EVALUTION DE LA DURABILITER EN FONCTION DE Tc.....	47
FIGURE 3. 12 TRAVAIL NET EN FONCTION DE Tc	48
FIGURE 3. 13 variation de rendement du cycle en fonction de la presion intermidiere et Tc .	50
FIGURE 3. 14 travail net en fonction de la pression intermidiere.....	51
FIGURE 3. 15 variation de l'exergie detruite en fonction de Tc	52
FIGURE 3. 16le rendement exergetique en fonction de Tc	53
FIGURE 3. 17 la durabilite part la variation de Te	54
FIGURE 3. 18 fonction du travail part la variation de Tc.....	55
FIGURE 3. 19 travail net on fonction de la pression et Tc.....	56
FIGURE 3. 20 variation du rendement du système ORSFC en fonction de Te et p11	57
FIGURE 3. 21variation du travail des turbines en fonction de P11 et Te.....	58
FIGURE 3. 22 évolution de l'exergie détruit globale e fonction de P11 et Te.....	59
FIGURE 3. 23 le rendement exergetique en fonction de la pression intermidiere et Te	60
FIGURE 3. 24Variation de travail des pompes en fonction de P11 et Te	61
FIGURE 3. 25variation de la durabilité en fonction de P11 et Te	62
FIGURE 3. 26 travail net en fonction de pression intermidiere et Te	63
FIGURE 3. 27 courbe de variation de l'exergie dans déférent composant du cycle	64
FIGURE 4- 1 variation du rendement en fonction de la température de condensation et la température d'évaporation.....	69
FIGURE 4- 2variation de P4 en fonction de Tc et Te.....	70
FIGURE 4- 3 variation de l'exergie detruite en fonction de Tc et Te.....	71
FIGURE 4- 4 Variation de travail de la pompe en fonction de Te et Tc.	72
FIGURE 4- 5 variation de Qe en fonction de Te et Tc	73
FIGURE 4- 6 VARIATION DE LA CHALEUR EN FONCTION DE Te ET Tc	74
FIGURE 4- 7 évolution du rendement exergetique en fonction de Te et Tc	75
FIGURE 4- 8Contour de l'exergie détruite globale du cycle théorique avec la variation de Te et Tc.....	76
FIGURE 4- 9 Contour de le rendement énergétique avec la variation de Te etTc	77

FIGURE 4- 10	Contour de le rendement énergetique avec la variation de T_e et T_c	78
FIGURE 4- 11:	résultats de variation de P_1 en fonction de T_c et T_e	82
FIGURE 4- 12	l'évolution du rendement globale en fonction de T_e et T_c	83
FIGURE 4- 13	l'évolution de l'exergie détruit en fonction de $T_e[^\circ C]$ et $T_c[^\circ C]$	84
FIGURE 4- 14	évolution de travail des pompes en fonction de T_e et T_c	85
FIGURE 4- 15	représentations de résultats de W_{net} en fonction de T_e et T_c	86
FIGURE 4- 16	contour de la pression intermédiaire on fonction T_c et T_e	87
FIGURE 4- 17	variation des rendement exergetique des deux systèmes étudiés	89
FIGURE 4- 18	comparaison des rendements théorique des cycles étudiés	91
TABLEAU 6- 1	tableau des resultats obtenue dans l'article réalisée par T. Li et al.	93
FIGURE 6- 2 :	resultats obtenue par notre etude en utilisent les condition de l'article	94

Abstract

This thesis focuses on the parametric study of thermodynamic cycles, mainly the simple Rankine cycle and the one with a flash tank. The analysis centers on the effect of intermediate pressure [P] in both cycles, as well as the condensation temperature T_c , and their influence on several key cycle parameters, such as theoretical efficiency, exergy efficiency, turbine and pump work, destroyed exergy, and system sustainability.

The research uses MATLAB R2021 software in combination with REFPROP to carry out accurate simulations.

The results show that the net work and exergy efficiency reach optimal values at specific intermediate pressures, which vary depending on T_e and T_c .

In general, a lower condensation temperature promotes more efficient operation, while an increase in T_c tends to reduce exergy efficiency and increase destroyed exergy.

These studies help optimize the design and operation of Rankine cycles in order to maximize energy performance while minimizing losses.

Résumé

Ce mémoire porte sur l'étude paramétrique de cycles thermodynamiques, principalement le cycle de Rankine simple et celui avec bouteille flash. L'analyse se concentre sur l'effet de la pression intermédiaire [P] dans les deux cycles, ainsi que sur la température de condensation T_c , et leur influence sur plusieurs paramètres clés du cycle, tels que le rendement théorique, le rendement exergetique, le travail des turbines et des pompes, l'exergie détruite et la durabilité du système.

La recherche utilise un logiciel MATLAB R2021 en combinaison avec REFPROP pour effectuer des simulations précises.

Les résultats montrent que le travail net et le rendement exergetique atteignent des valeurs optimales à des pressions intermédiaires spécifiques, variant en fonction de T_e et T_c .

En général, une température de condensation plus basse favorise un fonctionnement plus efficace, tandis que l'augmentation de T_c tend à réduire le rendement exergetique et à augmenter l'exergie détruite.

Ces études permettent d'optimiser la conception et le fonctionnement des cycles de Rankine afin de maximiser la performance énergétique tout en minimisant les pertes.

Introduction Générale :

Dans un contexte mondial marqué par une demande croissante en énergie et une prise de conscience accrue des enjeux environnementaux, la recherche de solutions efficaces pour valoriser les sources de chaleur à basse et moyenne température devient une priorité. Parmi les technologies émergentes, le cycle organique de Rankine (ORC) s'impose comme une solution prometteuse pour convertir cette chaleur en électricité de manière propre et durable. Cependant, afin d'en maximiser les performances, des innovations telles que l'intégration d'une bouteille flash (ORFC) sont explorées dans le but d'améliorer l'efficacité énergétique et exergetique du système.

Ce mémoire s'inscrit dans cette dynamique en proposant une étude approfondie de l'optimisation du cycle organique de Rankine avec bouteille flash. L'objectif principal est d'analyser les performances thermodynamiques de ce système en comparaison avec le cycle ORC classique, en mettant l'accent sur des paramètres clés tels que les températures d'évaporation et de condensation, la pression intermédiaire, ainsi que les rendements énergétiques et exergetique. L'étude s'appuie sur des simulations numériques réalisées à l'aide du logiciel MATLAB R2021a, couplé à REFPROP, une base de données thermodynamiques, et utilise des méthodes d'optimisation avancées telles que l'algorithme JSOA (Jumping Spider Optimization Algorithm), afin de déterminer les conditions opératoires optimales.

Les fluides de travail sélectionnés, notamment le R245fa pour le cycle simple et le R601a (i-pentane) pour le cycle avec bouteille flash, ont été choisis pour leurs propriétés thermodynamiques adaptées aux applications des ORC. Ce travail est structuré en quatre chapitres :

- Le premier chapitre vise à présenter les généralités sur le cycle de Rankine.
- Le deuxième chapitre décrit le principe de fonctionnement du cycle de Rankine et propose une étude énergétique et exergetique de chaque composant et étape du système.
- Le troisième chapitre se concentre sur l'étude de l'influence de la variation de la pression intermédiaire sur les performances des installations.
- Enfin, le quatrième chapitre présente les résultats de l'étude d'optimisation des différentes fonctionnalités des systèmes étudiés

CHAPITRE 1 :

Etude

BIBLIOGRAPHIQUE

1.1 Introduction :

La conversion de la chaleur issue de sources à basse ou moyenne température en énergie électrique représente un enjeu majeur dans le contexte actuel de transition énergétique et de valorisation des énergies renouvelables. Parmi les technologies émergentes, le cycle organique de Rankine (ORC) occupe une place centrale grâce à sa capacité à exploiter efficacement des sources de chaleur modérées, telles que la géothermie, l'énergie solaire ou la récupération de chaleur industrielle. Le développement continu de cette technologie, depuis ses premières expérimentations au XIX^e siècle jusqu'aux systèmes modernes, a permis d'optimiser ses performances et d'élargir son champ d'application.

Ce chapitre présente les fondements du cycle ORC, son évolution historique, ainsi que les principes thermodynamiques qui sous-tendent son fonctionnement. Un accent particulier est mis sur les critères de choix des fluides de travail, parmi lesquels le pentafluoropropane (R245fa), qui se distingue par ses propriétés physiques, chimiques et environnementales adaptées aux exigences des cycles ORC modernes. Enfin, un état de l'art expose les avancées récentes et les principales tendances de recherche, notamment en matière d'optimisation des cycles, d'intégration de nouveaux composants (cycles à flash, mélanges zéotropiques) et de sélection des fluides de travail, afin de répondre aux défis liés à l'amélioration du rendement énergétique et à la durabilité environnementale.

1.2 Généralité sur le cycle organique de Rankine :

Le cycle organique de Rankine (ORC) est un cycle thermodynamique fermé qui utilise un fluide organique à faible point d'ébullition pour convertir la chaleur issue de sources à basse ou moyenne température (comme la géothermie, l'énergie solaire ou la récupération de chaleur industrielle) en énergie électrique. Contrairement au cycle classique à vapeur d'eau, l'ORC fonctionne à des températures plus basses (jusqu'à environ 400 °C), ce qui le rend particulièrement adapté aux sources de chaleur modérées.

Le cycle comprend quatre composants principaux : un évaporateur où le fluide est vaporisé, une turbine qui produit de l'énergie mécanique, un condenseur qui liquéfie la vapeur, et une pompe qui fait circuler le fluide dans un circuit fermé. La simplicité, la flexibilité et la faible maintenance des systèmes ORC en font une solution efficace et fiable pour la production d'électricité à différentes échelles, allant des micro-unités de quelques kilowatts aux centrales de plusieurs mégawatts.

L'ORC est une technologie clé pour exploiter efficacement des sources de chaleur renouvelables ou résiduelles, offrant une conversion énergétique propre et adaptée aux besoins actuels de la transition énergétique [1].

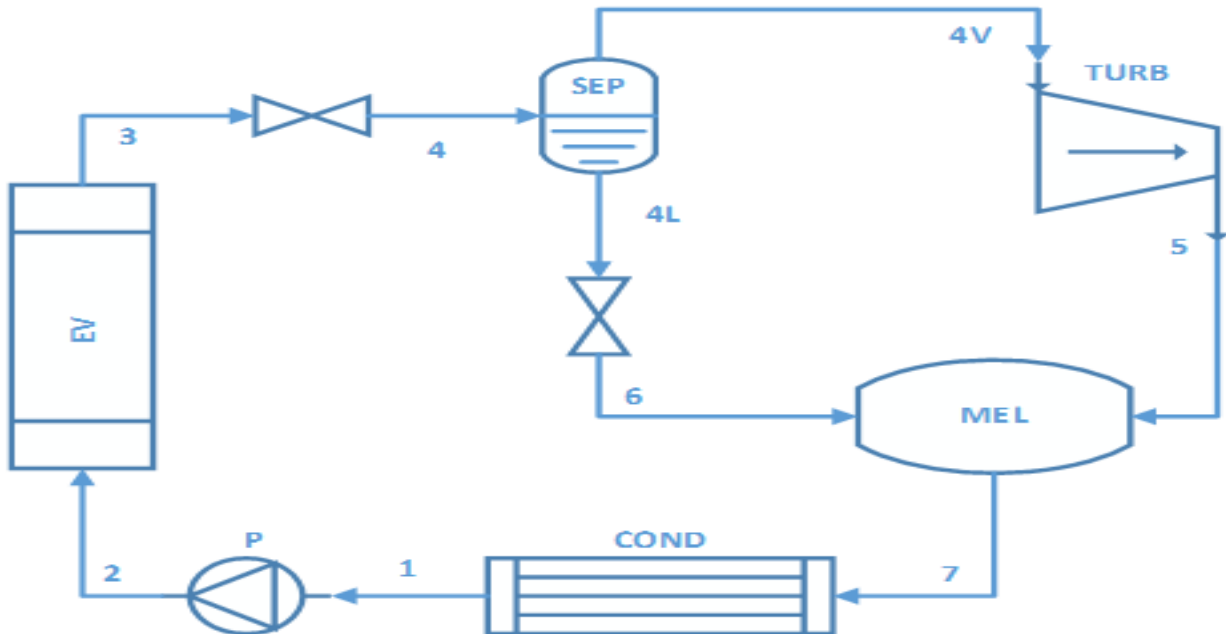


FIGURE 1 : cycle simple organique de Rankine

1.3 Historique du cycle organique de Rankine (ORC)

Lors de la présentation de Lucien Y. Bronicki, directeur de la technologie chez Ormat Technologies, au deuxième séminaire international sur les systèmes ORC, organisé aux Pays-Bas en 2013, une brève histoire des cycles ORC a été présentée, mettant en avant les événements marquants liés au développement de cette technologie. Nous en retraçons ici les éléments les plus significatifs :

- ❖ **1823** : Humphrey Davy (1778–1829) suggère l'utilisation du cycle ORC comme alternative à la machine à vapeur. Il propose qu'un liquide volatil puisse être vaporisé par la vapeur d'eau échappée, permettant ainsi de générer davantage d'énergie. [2]
- ❖ **1824** : Travaux de Sadi Carnot sur le cycle théorique qui porte son nom. [2]
- ❖ **1825–1826** : Thomas Howard construit un moteur utilisant l'alcool comme fluide de travail.
- ❖ **1853** : Du Trembley, ingénieur français, applique le cycle ORC à la propulsion navale en utilisant de l'éther comme fluide actif. Le moteur est installé sur quelques bateaux

de passagers. Cependant, la construction de moteurs binaires à vapeur d'eau utilisant de l'éther est interrompue après une explosion survenue en 1856 au port de Bahia, en Amérique du Sud. [2]

- ❖ **1883** : Frank W. Ofeldt dépose un brevet pour un moteur à naphta. Ce moteur fonctionne selon un cycle fermé à vapeur, utilisant le naphta au lieu de l'eau comme fluide de travail [20]. Il est développé par la société Gas Engine and Power Company de Morris Heights, New York. En 1890, environ 500 bateaux équipés de ce type de moteur sont en service. [2]
- ❖ **1923–1930** : Tito Romagnoli développe plusieurs moteurs de type Rankine, dont un utilisant le chlorure de méthyle comme fluide de travail. [2]
- ❖ **Années 1930** : Luigi D'Amelio expérimente l'utilisation du chlorure d'éthyle à l'Université de Naples. [2]
- ❖ **1935** : Mise au point d'une pompe solaire basée sur les travaux de D'Amelio.
- ❖ **1940** : Une centrale géothermique de 1 MW est mise en service à Citara, sur l'île d'Ischia, utilisant l'éthylène comme fluide caloporteur.
- ❖ **1940s** : Gasperini et Grassi développent la pompe solaire SOMOR1, utilisant un réfrigérant. [2]
- ❖ **1958–1961** : Tabor et Bronicki définissent les critères de sélection des fluides organiques adaptés pour optimiser le rendement du cycle au Laboratoire national israélien de physique. [2]
- ❖ **1961** : Un nouveau cycle ORC est développé avec un prototype de 3 kW, présenté à la conférence de l'Organisation des Nations Unies à Rome. Ce projet marque le début de l'entreprise Ormat, officiellement créée en 1965. [2]
- ❖ **1965** : Ormat commence à commercialiser des unités ORC de puissance variant de 0,5 à 4 kW, destinées à fonctionner à distance et sans surveillance. [2]
- ❖ **1967** : Le premier cycle binaire géothermique est installé. Le fluide de travail utilisé est le R12 (réfrigérant), avec une puissance brute de 680 kW. [2]
- ❖ **Années 1970** : Gianfranco Agnelli, Ennio Macchi et Mario Gaia développent un cycle ORC de 3 kW, ce qui conduit à la création de l'entreprise Turboden en 1980. [2]
- ❖ **Années 1980** : Turboden commence à produire des unités à partir de 300 kW, principalement destinées à la cogénération à partir de biomasse. [2]

- ❖ **Années 1990** : Ormat connaît une croissance importante dans l'utilisation du cycle ORC pour la production d'électricité à partir de la géothermie, tandis que Turboden fournit plusieurs systèmes de cogénération en Europe. [2]
- ❖ **2000** : Plusieurs fabricants de systèmes ORC et fournisseurs de composants sont désormais présents sur le marché. La recherche se poursuit activement, donnant naissance à de nouvelles technologies.

Bien que ce résumé de l'histoire des cycles ORC soit succinct, il offre néanmoins une vision globale de l'évolution historique de cette technologie. [2]

1.4 Rappel thermodynamique :

Premier principe de la thermodynamique :

Le premier principe de la thermodynamique, qui exprime la conservation de l'énergie, peut s'énoncer de la façon suivante :

Pour un système subissant une transformation quelconque, la somme du travail des forces extérieures W et de la quantité de chaleur échangés Q est :

- ❖ Nulle, si la transformation est fermée (état final identique à l'état initial : cycle).
- ❖ Indépendante du chemin suivi sur un diagramme d'état si la transformation n'est pas fermée.[3]

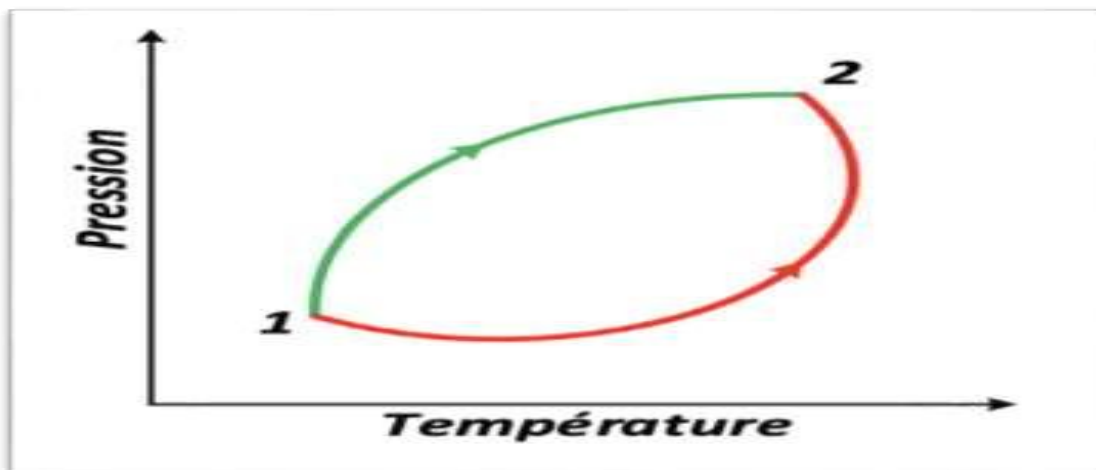


FIGURE 2 premier principe [3]

Deuxième principe de la thermodynamique :

Deux expériences simples mettent clairement en évidence la nécessité d'ajouter au premier principe, qui implique la conservation de l'énergie, une règle supplémentaire imposant le sens d'une transformation. Considérons deux compartiments d'un récipient, séparés par une paroi : l'un est vide, l'autre rempli d'un gaz. Lorsque l'on escamote la paroi, le gaz diffuse pour occuper tout le volume disponible (expérience de Joule). De même, si l'on met en contact deux solides de températures différentes, la chaleur va toujours du corps chaud vers le corps froid. [3]

Dans les deux cas, l'énergie interne de l'ensemble est conservée et le premier principe est respecté. Toute transformation réelle a un sens, qu'elle se fasse dans un sens ou dans l'autre, et elle possède un caractère irréversible. Ces constats expérimentaux, montrant un sens d'évolution imposé, soulignent la nécessité d'introduire un principe d'évolution. [3]

Causes des irréversibilités :

- ❖ L'analyse des phénomènes irréversibles a conduit à ramener les causes d'irréversibilité à deux effets principaux :
- ❖ L'existence d'un gradient de facteur d'intensité (température, pression, etc.)
- ❖ La présence d'effets dissipatifs (frottement mécanique, viscosité, effet Joule, etc.)

1.5 Critères de choix du fluide de travail :

Le choix du fluide de travail dans un cycle ORC (Cycle Organique de Rankine) est un enjeu crucial, qui dépend de plusieurs critères thermodynamiques, environnementaux, économiques et de sécurité, adaptés à la source et au niveau de chaleur disponibles.

Choix de l'i pentane (R601a) comme fluide de travail :

Le choix de l'i pentane pour ses caractéristiques illustrée dans le tableau suivant :

Formule moléculaire	C ₅ H ₁₂
Masse moléculaire	72.15
Point d'ébullition normal	27.8
Température critique °C	187.8
Pression critique MPa	3.33

Point d'éclair °C	-56
Température d'allumage °C	420
QUALITÉ STANDARD	
Pureté $\geq\%$	99
Humidité $\leq\%$	0,0005
Acidité $\leq\%$	0,00001
Résidus de vapeur $\leq\%$	0,01
Odeur	Inodore

TABLEAU 1 caractéristiques de R601a

Choix de pentafluoropropane (R245fa) comme fluide de travail :

Le pentafluoropropane R245fa est un liquide incolore, transparent et fluide, stable à température et pression ambiantes. Il présente une volatilité modérée, avec un point d'ébullition de 15,3 °C à pression atmosphérique. À 20 °C, il se trouve sous forme gazeuse incolore. Ce composé est insoluble dans l'eau, mais miscible avec de nombreux solvants organiques tels que l'éthanol, l'éther, le chloroforme, les huiles et les hydrocarbures.

Sur le plan physique et chimique, le R245fa possède un poids moléculaire de 134 g/mol, un point d'ébullition à 58,8 °C (à 101,3 kPa), une température critique élevée de 256,9 °C, ainsi qu'une pression critique de 4,641 MPa. Sa densité de liquide saturé à 30 °C est de 827 kg/m³, avec une capacité thermique spécifique de 0,33 kJ/kg·K à cette même température.

Le R245fa est largement utilisé comme agent moussant dans la fabrication de matériaux isolants en polyuréthane, notamment pour les réfrigérateurs et les panneaux isolants, grâce à sa capacité à produire des mousses stables et efficaces. Par ailleurs, il sert de fluide frigorigène dans divers systèmes, notamment dans les cycles organiques de Rankine (ORC). Ces systèmes exploitent des sources de chaleur à basse température, telles que la chaleur résiduelle des gaz de combustion, les gaz industriels, les fluides à haute température, ainsi que des énergies renouvelables comme l'énergie solaire, la biomasse, la géothermie et la différence de température océanique.

L'utilisation du R245fa dans les systèmes ORC permet d'améliorer l'efficacité énergétique de 5 à 8 %, tout en contribuant à la production d'énergie propre et à la réduction des émissions de dioxyde de carbone, participant ainsi à la transition énergétique et à la lutte contre le changement climatique.

1.6 Etat de l'art :

Dans cet article, **Huang et al** ont réalisé une analyse et une optimisation des performances du stockage d'énergie thermique intégré par pompage thermique (TI-PTES), basé sur deux types de cycles thermodynamiques :

Le cycle de Rankine organique (ORC) et le cycle à flash organique (OFC).

L'étude vise à explorer l'impact des différentes configurations du système et des paramètres clés sur l'efficacité énergétique et exergetique, ainsi que sur la densité d'énergie stockée (ESD). Par ailleurs, l'article évalue le potentiel des fluides de travail à mélange zéotropique dans le cadre du OFC-TI-PTES. L'objectif final est de déterminer les conditions et configurations optimales pour maximiser les performances du TI-PTES selon les besoins spécifiques, en distinguant les applications privilégiant l'efficacité thermique et exergetique de celles nécessitant une densité d'énergie stockée élevée. [4]

L'étude réalisée par **Chen et al** vise à proposer et à évaluer un système géothermique à double flash, combiné à un cycle organique de Rankine à double pression, utilisant des mélanges zéotropiques. L'objectif principal est d'optimiser l'exploitation efficace et durable de l'énergie géothermique, en maximisant la production d'électricité tout en réduisant les impacts environnementaux et en assurant la viabilité économique du système. Pour cela, le système est analysé selon des approches exergetique, exergoéconomique et exergoenvironnementale, en considérant différentes fractions massiques du mélange R123/R142b. L'étude cherche à déterminer les conditions optimales permettant d'atteindre un équilibre entre efficacité énergétique, impact environnemental et rentabilité économique, démontrant ainsi le potentiel de cette technologie pour la production d'énergie renouvelable durable. [5]

Wang et al ont proposé et évalué un cycle organique à double pression à flash régénératif, amélioré par l'intégration de deux éjecteurs (DEj-RDPOFC), visant à surpasser les performances du cycle RDPOFC classique. L'étude analyse les effets des pressions haute et basse, ainsi que du rapport d'entraînement des éjecteurs, sur la performance thermodynamique et thermoéconomique du système. En comparant le DEj-RDPOFC au cycle organique à double pression (DORC) dans des conditions identiques, l'article démontre que l'utilisation d'éjecteurs à la place des vannes de détente permet d'augmenter la puissance nette produite tout en réduisant le coût actualisé de l'électricité (LCOE). Enfin, une optimisation multi-objectifs est réalisée à l'aide de l'algorithme génétique

NSGA-II pour identifier les conditions optimales maximisant la production d'énergie et la rentabilité économique du système. [6]

Li et al ont proposé et évalué un cycle organique Rankine à flash avec éjecteur (EORFC), visant à résoudre les problèmes liés à la puissance élevée de la pompe de fluide de travail et à la faible efficacité du système, notamment dans les cas de capacité installée réduite.

En éliminant la pompe à la sortie du condenseur, le EORFC améliore la correspondance entre la source de chaleur et le système, augmentant ainsi l'efficacité thermodynamique et technico-économique. L'étude examine l'influence de paramètres clés tels que la température d'évaporation, la température de flash, la sécheresse à la sortie de l'évaporateur et le rapport d'entraînement sur les performances du cycle ORFC classique et du cycle avec éjecteur (EORFC). Une analyse comparative des deux systèmes est réalisée, incluant l'évaluation de différents fluides de travail (R601, R601a, R245ca et R123).

Les résultats montrent que le EORFC présente une production de puissance nette, une efficacité thermique et une efficacité exergetique supérieures de 3,26 %, 6,96 % et 1,96 % en moyenne par rapport à l'ORFC. L'introduction de l'éjecteur permet également de réduire les coûts d'investissement liés à l'échangeur de chaleur et à la destruction d'exergie.

Enfin, une optimisation multi-objectifs confirme que le EORFC offre de meilleures performances en termes d'efficacité exergetique et de coût énergétique actualisé, avec une recommandation d'utilisation du fluide R601 comme fluide de travail optimal. [7]

L'article réalisé par **Li et al** vise à améliorer la production d'électricité à partir de l'énergie géothermique, en proposant et en analysant deux cycles organiques de Rankine à flash : le cycle à flash simple (ORSFC) et le cycle à flash double (ORDFC). En développant des modèles mathématiques pour ces systèmes, l'étude examine l'influence des paramètres de fonctionnement sur leurs performances technico-économiques, puis compare ces performances avec celles du cycle ORC classique.

L'objectif est d'identifier les configurations optimales permettant d'augmenter la puissance nette produite tout en évaluant les compromis économiques. Enfin, l'article recommande les fluides de travail les plus adaptés à chaque système, mettant en avant le R245fa pour l'ORC et les R601 et R601a pour les cycles à flash simple et double. [8]

Lee et al ont comparé et optimisé les performances thermodynamiques de trois cycles organiques destinés à la valorisation d'énergie sensible à basse température dans la région sous-critique : le cycle organique à flash basique (OFGB), le cycle organique à flash avec détendeur biphasique (OFCT), et le cycle ORC classique. L'étude porte sur l'influence du type de cycle, du fluide de travail (R245fa, R123, o-xylène), ainsi que des températures

d'évaporation et de la source, sur des indicateurs clés tels que la puissance nette produite, les efficacités thermique et exergetique, et les taux de destruction d'exergie au niveau des composants.

L'objectif est d'identifier les configurations optimales selon la température de la source, tout en mettant en évidence le potentiel des cycles organiques à flash pour une récupération efficace des sources d'énergie de faible qualité. [9]

Cet article, réalisé par **Li et al** vise à améliorer la correspondance entre la source de chaleur et le fluide de travail, tout en réduisant la puissance élevée requise par la pompe et en augmentant l'efficacité globale des systèmes Rankine à petite échelle.

Pour cela, il propose un cycle organique Rankine à flash avec éjecteur (EORFC) et réalise une analyse théorique basée sur un modèle unidimensionnel global de l'éjecteur et un modèle thermodynamique analytique du système.

L'étude explore l'influence des paramètres clés, notamment le rapport d'entraînement et le rapport de surface de l'éjecteur, sur son fonctionnement et la performance du système.

Une comparaison approfondie est ensuite menée entre le EORFC et le cycle ORFC classique, en analysant l'impact des conditions de fonctionnement telles que l'efficacité globale de la pompe, la température de flash, la température de condensation et le degré de sécheresse à la sortie de l'évaporateur.

L'objectif est de démontrer que le EORFC offre une meilleure efficacité thermique et exergetique, particulièrement dans des conditions de faible efficacité cyclique, grâce notamment à l'effet de chauffage induit par l'éjecteur. [10]

L'article réalisé par **Taheri et al** vise à concevoir et à évaluer une structure synergique innovante intégrant la biomasse et la géothermie, en mettant l'accent sur l'optimisation des connexions entre les différents composants du système. L'article explore un aspect peu étudié des systèmes énergétiques intégrés, en combinant un cycle de turbine à gaz avec gazéification, un cycle géothermique à double flash, et un cycle à membrane échangeuse de protons pour la production simultanée d'électricité et d'hydrogène.

L'étude analyse l'impact des paramètres de fonctionnement sur les performances thermodynamiques, l'impact environnemental et le coût total du système et de ses sous-systèmes. Par des études paramétriques et une optimisation multi-objectifs basée sur un algorithme génétique, l'article vise à identifier les conditions opérationnelles optimales permettant d'améliorer significativement l'efficacité énergétique globale (jusqu'à 29,8 %) tout en maîtrisant les coûts d'investissement et les pertes d'exergie. [11]

L'article réalisé par **Lykas et al** vise à étudier et comparer différentes configurations du cycle ORC pour la conversion de la chaleur résiduelle industrielle de basse température (80–100 °C) en électricité. Les configurations analysées comprennent le cycle ORC basique, le cycle ORC à réchauffage, le cycle ORC avec détente quasi-isotherme, et le cycle à flash trilatéral.

L'étude évalue ces cycles selon des critères énergétiques, exergetiques et techno-économiques, en tenant compte d'une charge thermique identique et en analysant leurs performances saisonnières.

L'objectif est d'identifier la configuration la plus efficace et la plus rentable pour la production d'électricité à partir de sources de chaleur basse température.

Les résultats montrent que le cycle ORC avec détente quasi-isotherme offre la meilleure performance thermodynamique et économique, avec une puissance nette maximale, une efficacité énergétique et exergetique supérieures, ainsi qu'un retour sur investissement rapide, faisant de cette configuration la solution la plus adaptée pour ce type d'application. [12]

1.7 Conclusion :

À travers ce chapitre, nous avons mis en lumière l'importance stratégique du cycle organique de Rankine dans la valorisation des sources de chaleur à basse et moyenne température. L'évolution historique de cette technologie, appuyée par des avancées théoriques et expérimentales, a permis le développement de systèmes de plus en plus performants, fiables et adaptés à une grande variété d'applications énergétiques.

Le choix du fluide de travail, illustré notamment par le cas du pentafluoropropane (R245fa), s'avère déterminant pour optimiser l'efficacité, la sécurité et la durabilité des installations ORC.

Dans le chapitre suivant, nous étudierons l'analyse thermodynamique des cycles organiques de Rankine.

CHAPITRE 2

Etude

Thermodynamique

2.1. Introduction :

Dans ce chapitre, nous allons étudier le cycle organique de Rankine (ORC) d'un point de vue thermodynamique. L'objectif est de comprendre le fonctionnement de ce cycle et la manière dont il permet de transformer la chaleur en énergie utile. Nous aborderons les différentes étapes du cycle ainsi que les composants principaux, tels que la pompe, la turbine et le condenseur. Ensuite, nous analyserons les échanges d'énergie et les pertes afin d'évaluer plus précisément la performance du système.

2.2. Description du cycle organique de Rankine (ORC) :

Le cycle du fluide de travail organique suit le processus suivant :

Tout d'abord, le fluide de travail à l'état liquide, en sortie du condenseur ($7 \rightarrow 1$), entre dans la pompe où il est pressurisé ($1 \rightarrow 2$). Ensuite, il passe successivement dans l'évaporateur pour échanger de la chaleur avec l'eau géothermique ($2 \rightarrow 3$), puis il entre dans le détendeur isenthalpique ($3 \rightarrow 4$). Ensuite, le fluide arrive dans le séparateur, où les deux états du fluide de travail sont séparés ($4 \rightarrow 4L, 4V$) : la partie vapeur entre dans l'expander ($4V \rightarrow 5$) afin de convertir l'énergie thermique en énergie cinétique, ce qui permet d'entraîner le générateur et de produire de l'électricité. L'autre partie, liquide, entre dans un second détendeur isenthalpique ($4L \rightarrow 6$). Enfin, les deux phases du fluide de travail poursuivent leur chemin vers le mélangeur, où elles se mélangent ($5, 6 \rightarrow 7$), puis le fluide retourne dans le condenseur pour recommencer le même processus. Le schéma étudié est représenté dans la figure ci-dessus.

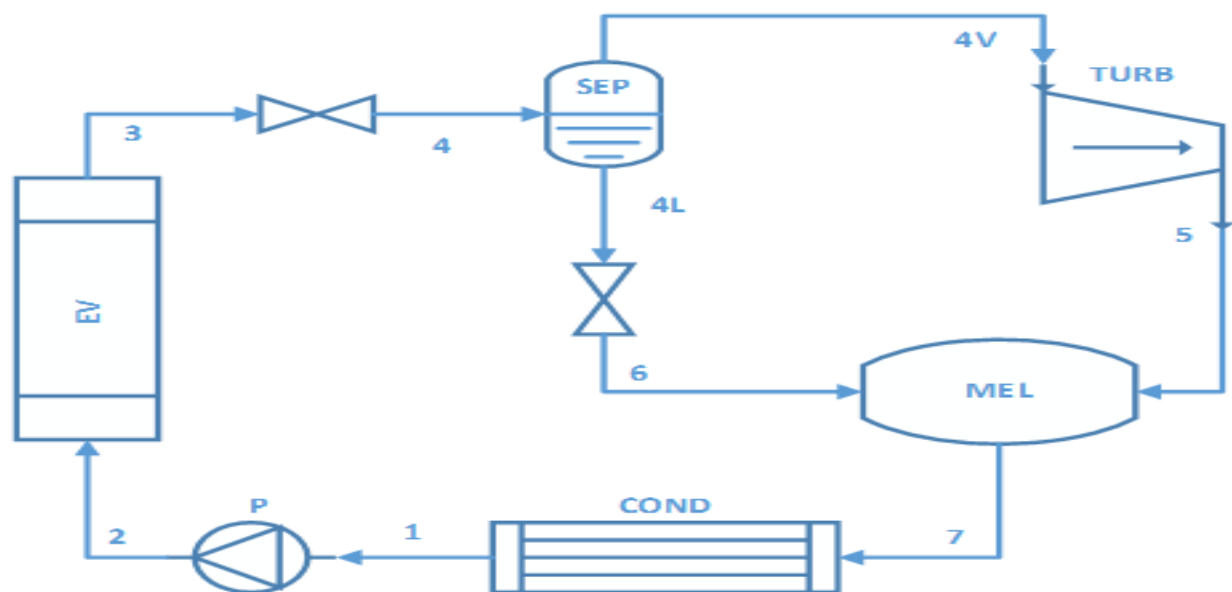


FIGURE 2- 1 schéma du cycle simple de Rankine

2.3. Analyse massique et énergétiques et exergétique du cycle simple de Rankine :

2.3.1. LA POMPE

Son rôle est d'augmenter la pression du fluide

Bilan massique :

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m} \quad (2.1)$$

$$\dot{m}_1 h_1 + w_p = \dot{m}_2 h \quad (2.2)$$

$$w_{pis} = \dot{m} * \int v * dp = \dot{m} * \int \frac{dp}{\rho} \quad (2.3)$$

$$w_{pis} = \dot{m}(h_{2is} - h_1) \quad (2.4)$$

$$h_{2is} = h_1 + \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\rho} \quad (2.5)$$

$$\eta_{isp} = \frac{w_{pis}}{w_p} \quad (2.6)$$

Finalement on obtient :

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2is} - h_1}{\eta_{isp}} \quad (2.7)$$

Bilan exergétique du système :

$$E_{xw} = W \quad (2.8)$$

$$E_{xQ} = \left(\frac{T_0}{T} - 1\right) Q_0 \quad (2.9)$$

$$E_{xint} = E_{xout} + E_{xdet} \quad (2.10)$$

L'équation d'exergie de flux :

$$ex = (h - h_0) - T_0(S - S_0) \quad (2.11)$$

$$S_0 = (T_0, P_0) \Rightarrow P_0 = P_{atm} \quad (2.12)$$

$$h_0 = h(T_0, P_0) \Rightarrow T_0 = T_{reference} \quad (2.13)$$

Bilan exergétique de la pompe :

$$E_{x_{int}} = E_{x_{out}} + E_{x_{det}} \quad (2.14)$$

$$E_{x_1} + E_{x_{wp}} = E_{x_2} + E_{x_{detp}} \quad (2.15)$$

$$\dot{m}ex_1 + w_p = \dot{m}ex_2 + E_{x_{detp}} \quad (2.16)$$

$$E_{x_{detp}} = \dot{m}[(h_1 - h_0) - T_0(S_1 - S_0)] + \dot{m}(h_2 - h_1) - \dot{m}(h_2 - h_0) - T_0(S_2 - S_0) \quad (2.17)$$

Après la simplification on obtient :

$$E_{x_{detp}} = \dot{m}T_0(S_2 - S_1) \quad (2.18)$$

Bilan entropique :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{gen} = \Delta \dot{S}_{gen} = 0 \quad (2.19)$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in} \quad (2.20)$$

Bilan entropique de la pompe

$$\dot{m}s_1 + \dot{S}_{gen} = \dot{m}s_2 \quad (2.21)$$

donc :

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}(s_2 - s_1) \quad (2.22)$$

2.3.2. Évaporateur :

Son rôle est de chauffer et vaporiser le fluide qui circule dans le système

Bilan massique :

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m} \quad (2.23)$$

Bilan énergétique :

$$\dot{m}h_2 + Q_{ev} = \dot{m}h_3 \quad (2.24)$$

$$Q_e = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (2.25)$$

Bilan exergetique de la chaudière :

$$E_{x_{int}} = E_{x_{out}} + E_{x_{det}} \quad (2.26)$$

$$E_{x_2} + E_{x_{Q_{ev}}} = E_{x_3} + E_{x_{detQ_{ev}}} \quad (2.27)$$

$$\dot{m}ex_2 + Q_{ev} = \dot{m}ex_3 + E_{x_{det}Q_{ev}} \quad (2.28)$$

$$\begin{aligned} \dot{E}_{x_{det}Q_{ev}} = \dot{m}[(h_2 - h_0) - T_0(S_2 - S_0)] + \\ \left|1 - \frac{T_0}{T_e}\right| Q_e - \dot{m}[(h_3 - h_0) - T_0(S_3 - S_0)] \end{aligned} \quad (2.29)$$

Après la simplification on obtient :

$$\dot{E}_{x_{det}e_v} = \dot{m}T_0(S_3 - S_2) + \left(\frac{T_0}{T_e} - 1\right)Q_{e_v} \quad (2.30)$$

Bilan entropique :

$$\dot{m} s_2 + \dot{S}_{gen} + \frac{\dot{Q}_e}{T_e} = \dot{m} s_3 \quad (2.31)$$

donc :

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}(s_3 - s_2) - \frac{\dot{Q}_{e_v}}{T_e} \quad (2.32)$$

2.3.3. Détendeur isenthalpique 1 :

Il diminue la pression et la température à enthalpie constante

Bilan massique :

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (2.33)$$

Bilan énergétique :

$$h_3 = h_4 \quad (2.34)$$

Bilan exergetique :

$$E_{x_{int}} = E_{x_{out}} + E_{x_{det}} \quad (2.35)$$

$$E_{x_3} = E_{x_4} + E_{x_{det}di} \quad (2.36)$$

$$\dot{E}_{x_{det}di} = \dot{m}[(h_3 - h_0) - T_0(S_3 - S_0)] - \dot{m}[(h_4 - h_0) - T_0(S_4 - S_0)] \quad (2.37)$$

Après la simplification on obtient :

$$E_{x_{det}di} = \dot{m}T_0(S_4 - S_3) \quad (2.38)$$

Bilan entropique :

$$\dot{m} s_3 + S_{gen} = \dot{m} s_4 \quad (2.39)$$

$$S_{gen} = \dot{m}(s_4 - s_3) \quad (2.40)$$

2.3.4. Séparateur

Son rôle est de séparer le fluide en deux phases liquide et vapeur

Bilan massique :

$$\dot{m} = \dot{m}_L + \dot{m}_v \quad (2.41)$$

Bilan énergétique :

$$\dot{m}h_4 = \dot{m}_v h_{4v} + \dot{m}_L h_{4L} \quad (2.42)$$

$$x_4 = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}} \quad \text{et} \quad x_4 = \frac{h_4 - h_{4L}}{h_{4v} - h_{4L}} \quad (2.43)$$

Donc :

$$h_4 = x_4 h_{4v} + (1 - x_4) h_{4L} \quad (2.44)$$

Bilan exergetique :

$$E_{xint} = E_{xout} + E_{xdet} \quad (2.45)$$

$$E_{x4} = E_{x4L} + E_{x4v} + E_{xdetse} \quad (2.46)$$

$$E_{xdetse} = \dot{m}[(h_4 - h_0) - T_0(S_4 - S_0)] - \dot{m}_v[(h_{4v} - h_0) - T_0(S_{4v} - S_0)] - \dot{m}_L[(h_{4L} - h_0) - T_0(S_{4L} - S_0)] \quad (2.47)$$

Bilan entropique :

$$\dot{m} s_4 + \dot{S}_{gen} = \dot{m}_v s_{4v} + \dot{m}_L s_{4L} \quad (2.48)$$

donc :

$$S_{gen} = \dot{m}_v s_{4v} + \dot{m}_L s_{4L} - \dot{m} s_4 \quad (2.49)$$

2.3.5. LA TURBINE

Est la machine qui convertit l'énergie calorifique contenue dans la vapeur en énergie mécanique.

Bilan massique :

$$\dot{m}_T = \dot{m}_T \quad (2.50)$$

$$\dot{m}_T = x_4 \dot{m} \quad (2.51)$$

Bilan énergétique de la turbine isentropique :

$$\dot{W}_{Tis} = \dot{m}(h_{4v} - h_{5is}) \quad (2.52)$$

$$\eta_{Tis} = \frac{h_{4v} - h_5}{h_{4v} - h_{5is}} \quad (2.53)$$

$$h_5 = h_{4v} - [\eta_{Tis} * (h_{4v} - h_{5is})] \quad (2.54)$$

Bilan exergetique :

$$E_{xwT} = W_T \quad (2.55)$$

$$E_{xint} = E_{xout} + E_{xdet} \quad (2.56)$$

$$E_{x4v} = E_{x5} + W_T + E_{xdetT} \quad (2.57)$$

$$E_{xdetT} = \dot{m}[(h_{4v} - h_0) - T_0(S_{4v} - S_0)] - \dot{m}_T[(h_5 - h_0) - T_0(S_5 - S_0)] - \dot{m}(h_{4v} - h_5) \quad (2.58)$$

Après la simplification on obtient :

$$E_{xdetT} = \dot{m}_T T_0(S_5 - S_{4v}) \quad (2.59)$$

Bilan entropique :

$$\dot{m}_T S_{4v} + S_{gen} = \dot{m}_T S_5 \quad (2.60)$$

Donc :

$$S_{gen} = \dot{m}(S_5 - S_{4v}) \quad (2.61)$$

2.3.6. DETENDEUR ISENTHALPIQUE 2

Il diminue la pression et la température à enthalpie constante.

Bilan massique :

$$\dot{m}_L = \dot{m}_6 \quad (2.62)$$

Bilan énergétique :

$$h_{4L} = h_6 \quad (2.63)$$

Bilan exergetique :

$$E_{xint} = E_{xout} + E_{xdet} \quad (2.64)$$

$$E_{x4L} = E_{x6} + E_{xdetdi} \quad (2.65)$$

$$E_{x_{detdi}} = \dot{m}[(h_{4L} - h_0) - T_0(S_{4L} - S_0)] - \dot{m}[(h_6 - h_0) - T_0(S_6 - S_0)]$$

(2.66) La détente est isenthalpique donc :

$$h_6 = h_{4L} \quad (2.67)$$

Après la simplification on obtient :

$$E_{x_{detdi}} = \dot{m}T_0(S_6 - S_{4L}) \quad (2.68)$$

Bilan entropique :

$$\dot{m}_L s_{4L} + \dot{S}_{gen} = \dot{m}_L s_6 \quad (2.69)$$

Donc :

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}(s_6 - s_{4L}) \quad (2.70)$$

2.3.7. MELANGEUR

Bilan massique :

$$\dot{m} = \dot{m}_L + \dot{m}_v \quad (2.71)$$

Bilan énergétique :

$$\dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_L h_6 + \dot{m}_v h_5 \quad (2.72)$$

$$h_7 = (1 - x_6)h_6 + x_6 h_5 \quad (2.73)$$

$$x_6 = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}} \text{ et } x_6 = \frac{h_6 - h_1}{h_{6v} - h_1} \quad (2.74)$$

Bilan exergetique :

$$E_{x_{int}} = E_{x_{out}} + E_{x_{det}} \quad (2.75)$$

$$\dot{E}_{x_{4L}} + \dot{E}_{x_{4v}} = \dot{E}_{x_7} + \dot{E}_{x_{detmé}} \quad (2.76)$$

$$E_{x_{detmé}} = \dot{m}[(h_{4v} - h_0) - T_0(S_{4v} - S_0)] + \dot{m}_L[(h_{4L} - h_0) - T_0(S_{4L} - S_0)] - \dot{m}[(h_7 - h_0) - T_0(S_7 - S_0)] \quad (2.77)$$

Bilan entropique :

$$\dot{m}_L s_6 + \dot{m}_v s_5 + \dot{S}_{gen} = \dot{m} s_7 \quad (2.78)$$

Donc :

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m} s_7 - \dot{m}_L s_6 - \dot{m}_v s_5 \quad (2.79)$$

2.3.8. CONDENSEUR

Le condenseur est utilisé pour condenser totalement la vapeur humide en provenance du mélangeur.

Bilan massique :

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_1 = \dot{m} \quad (2.80)$$

Bilan énergétique :

$$\dot{m}h_7 + \dot{m}e_{he1} = \dot{m}h_1 + \dot{m}e_{he2} \quad (2.81)$$

D'où :

$$\dot{m}_e = \frac{\dot{m}(h_7 - h_1)}{h_{e2} - h_{e1}} \quad (2.82)$$

Bilan exergetique :

$$E_{xint} = E_{xout} + E_{xdet} \quad (2.83)$$

$$E_{x7} + E_{xe1} = E_{x1} + E_{xe2} + E_{xdetco} \quad (2.84)$$

$$\begin{aligned} (\dot{E}_{xdetco} = \dot{m}[(h_7 - h_0) - T_0(S_7 - S_0)] + \dot{m}_e[(h_{e1} - h_0) - T_0(S_{e1} - S_0)] - \\ \dot{m}[(h_1 - h_0) - T_0(S_1 - S_0)] - \dot{m}_e[(h_{e2} - h_0) - T_0(S_{e2} - S_0)] \end{aligned} \quad (2.85)$$

Après la simplification on obtient :

$$E_{xdetQco} = \dot{m}[(h_7 - h_1) - T_0(S_1 - S_7)] + \dot{m}_e[(h_{e1} - h_{e2}) - T_0(S_{e2} - S_{e1})] \quad (2.86)$$

Bilan entropique :

$$\dot{m} s_7 + \dot{m}_e s_{e1} + S_{gen} = \dot{m} s_1 + \dot{m}_e s_{e2} \quad (2.87)$$

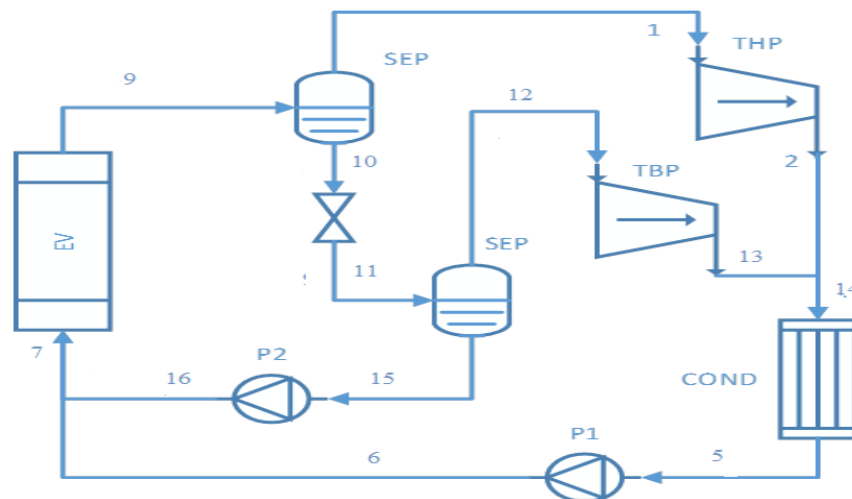
Donc :

$$S_{gen} = \dot{m}(s_1 - s_7) + \dot{m}_e(s_{e2} - s_{e1}) \quad (2.88)$$

2.4. Description du cycle organique de Rankine avec bouteille flash (ORFC) :

Le diagramme de l'ORFC nous montre l'état du fluide de travail : il est chauffé jusqu'à atteindre un état diphasique (liquide-vapeur) dans l'évaporateur, puis entre dans le séparateur afin d'effectuer la séparation gaz-liquide.

Le fluide de travail gazeux, après séparation, entraîne la première turbine (Turbine 1) pour produire du travail mécanique. En parallèle, la partie liquide du fluide de travail séparé pénètre dans le détendeur isenthalpique, puis dans la bouteille flash. Le fluide de travail gazeux obtenu grâce à la bouteille flash est ensuite envoyé vers la deuxième turbine (Turbine 2), où il produit à nouveau du travail. Le fluide de travail gazeux en sortie des turbines entre dans le condenseur, où il se condense en liquide sous-refroidi. Il passe ensuite dans la deuxième pompe (Pompe 2), où il est pressurisé. Par ailleurs, le liquide saturé séparé par la bouteille flash est également pressurisé par la première pompe (Pompe 1). Ce fluide est



ensuite mélangé avec le fluide de travail liquide sortant de la pompe 2. Enfin, le fluide de travail liquide mélangé retourne dans l'évaporateur pour entamer un nouveau cycle. [13]

FIGURE 2- 2 schéma du cycle organique de Rankine avec évaporateur flash

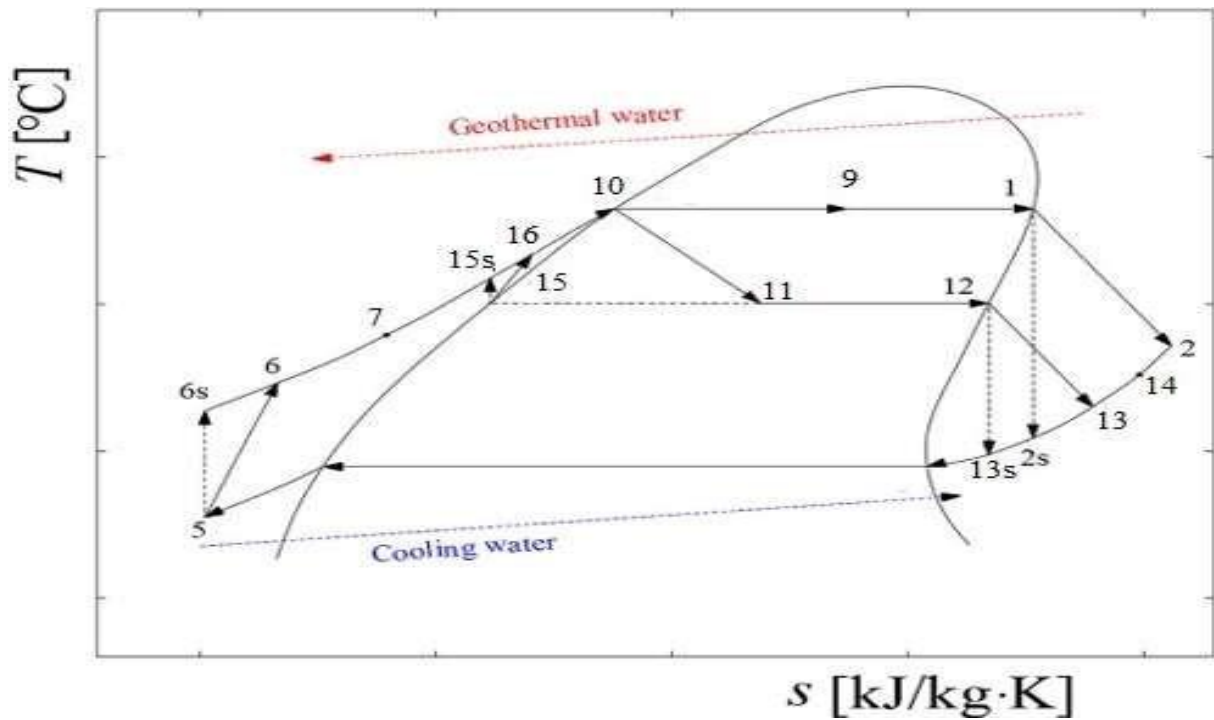


FIGURE 2- 3 :diagramme T- S du cycle de Rankine avec bouteille flash

2.4.1. Séparateur

Il sépare le fluide en deux phases liquides et vapeur.

Le bilan massique du séparateur :

$$\dot{m}_w9 = \dot{m}_w1 + \dot{m}_w10 \quad (2.89)$$

Le bilan énergétique du séparateur :

$$\dot{m}_w9h9 = \dot{m}_w1h1 + \dot{m}_w10h10 \quad (2.90)$$

$$x_9 = \frac{\dot{m}_w1}{\dot{m}_w9} \quad \text{et} \quad x_9 = \frac{h_9 - h_{10}}{h_1 - h_{10}} \quad (2.91)$$

Donc :

$$h_9 = x_9h_1 + (1 - x_9)h_{10} \quad (2.92)$$

Bilan exergetique :

$$E_{xint} = E_{xout} + E_{xdet} \quad (2.93)$$

$$E_{x9} = E_{x1} + E_{x10} + E_{xdet} \quad (2.94)$$

$$\dot{E}_{x_{det\acute{e}}} = \dot{m}[(h_9 - h_0) - T_0(S_9 - S_0)] - \dot{m}_1[(h_1 - h_0) - T_0(S_1 - S_0)] - \dot{m}_{10}[(h_{10} - h_0) - T_0(S_{10} - S_0)] \quad (2.95)$$

Bilan entropique :

$$\dot{m} s_9 + S_{gen} = \dot{m}_1 s_1 + \dot{m}_{10} s_{10} \quad (2.96)$$

Donc :

$$S_{gen} = \dot{m}_1 s_1 + \dot{m}_{10} s_{10} - \dot{m} s_9 \quad (2.97)$$

2.4.2. Turbine HP :

Est la machine qui convertie l'énergie calorifique contenant dans la vapeur en énergie mécanique.

Le bilan massique de la turbine HP :

$$\dot{m}_{w1} = \dot{m}_{w2} \quad (2.98)$$

$$\dot{m}_{w1} = x_9 \dot{m}_{w9} \quad (2.99)$$

Le bilan énergétique de la turbine isentropique :

$$\dot{W}_{Tis} = \dot{m}_{w1}(h_1 - h_{2is}) \quad (2.100)$$

$$\eta_{Tis} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2is}} \quad (2.101)$$

$$h_2 = h_1 - [\eta_{Tis} * (h_1 - h_{2is})] \quad (2.102)$$

Bilan exergetique :

$$E_{x_{wT}} = W_T \quad (2.103)$$

$$E_{x_{int}} = E_{x_{out}} + E_{x_{det}} \quad (2.104)$$

$$E_{x1} = E_{x2} + W_T + E_{x_{det}T} \quad (2.105)$$

$$E_{x_{det}T} = \dot{m}_{w1}[(h_1 - h_0) - T_0(S_1 - S_0)] - \dot{m}_{w1}[(h_2 - h_0) - T_0(S_2 - S_0)] - \dot{m}_{w1}(h_1 - h_2) \quad (2.106)$$

Après la simplification on obtient :

$$E_{x_{det}T} = \dot{m}_{w1}T_0(S_2 - S_1) \quad (2.107)$$

Bilan entropique :

$$\dot{m}_{w1} s_1 + S_{gen} = \dot{m}_{w2} s_2 \quad (2.108)$$

donc :

$$S_{gen} = \dot{m}_{w1}(s_2 - s_1) \quad (2.109)$$

Détendeur isenthalpique :

Il diminue la pression et la température a enthalpie constant

Bilan massique :

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \quad (2.110)$$

Bilan énergétique :

$$h_{10} = h_{11} \quad (2.111)$$

Bilan exergetique :

$$E_{xint} = E_{xout} + E_{xdet} \quad (2.112)$$

$$\dot{E}_{x10} = \dot{E}_{x11} + \dot{E}_{x_{detdi}} \quad (2.113)$$

$$E_{x_{detdi}} = \dot{m}_{w10}[(h_{10} - h_0) - T_0(S_{10} - S_0)] -$$

$$\dot{m}_{w10}[(h_{11} - h_0) - T_0(S_{11} - S_0)] \quad (2.114)$$

Après la simplification on obtient :

$$E_{x_{detdi}} = \dot{m}T_0(S_{11} - S_{10}) \quad (2.115)$$

Bilan entropique :

$$\dot{m}_{w10} s_{10} + S_{gen} = \dot{m}_{w10} s_{11} \quad (2.116) \text{ donc :}$$

$$S_{gen} = \dot{m}_{w10}(s_{11} - s_{10}) \quad (2.117)$$

2.4.3. Evaporateur flash :

Bilan massique :

$$\dot{m}_{w11} = \dot{m}_{w12} + \dot{m}_{w15} \quad (2.118)$$

Bilan énergétique :

$$\dot{m}_{w11} h_{11} = \dot{m}_{w12} h_{12} + \dot{m}_{w15} h_{15} \quad (2.119)$$

$$x_{11} = \frac{\dot{m}_{w12}}{\dot{m}_{w11}}, (1 - x_{11}) = \frac{\dot{m}_{w15}}{\dot{m}_{w11}} \quad (2.120)$$

$$h_{11} = x_{11}h_{12} + (1 - x_{11})h_{15} \quad (2.121)$$

Bilan éxergétique :

$$E_{x_{int}} = E_{x_{out}} + E_{x_{det}} \quad (2.122)$$

$$E_{x11} = E_{x12} + E_{x15} + E_{x_{detfe}} \quad (2.123)$$

$$E_{x_{detfe}} = \dot{m}_{w11}[(h_{11} - h_0) - T_0(S_{11} - S_0)] - \dot{m}_{w11}[(h_{12} - h_0) - T_0(S_{12} - S_0)] - \dot{m}_{w11}[(h_{15} - h_0) - T_0(S_{15} - S_0)] \quad (2.124)$$

Bilan entropique :

$$\dot{m}_{w11} s_{11} + S_{gen} = \dot{m}_{w12} s_{12} + \dot{m}_{w15} s_{15} \quad (2.125)$$

Donc :

$$S_{gen} = \dot{m}_{w11} s_{12} + \dot{m}_{w11} s_{15} - \dot{m}_{w11} s_{11} \quad (2.126)$$

2.4.4. Turbine BP :

Est la machine qui convertie l'énergie calorifique contenant dans la vapeur en énergie mécanique.

Bilan massique :

$$\dot{m}_{w12} = \dot{m}_{w13} \quad (2.127)$$

Bilan énergétique :

$$\dot{W}_{Tis} = \dot{m}_{w12}(h_{12} - h_{13is}) \quad (2.128)$$

$$\eta_{Tis} = \frac{h_{12} - h_{13}}{h_{12} - h_{13is}} \quad (2.129)$$

$$h_{13} = h_{12} - [\eta_{Tis} * (h_{12} - h_{13is})] \quad (2.130)$$

Bilan exergetique :

$$E_{x_{wT}} = W_T \quad (2.131)$$

$$E_{x_{int}} = E_{x_{out}} + E_{x_{det}} \quad (2.132)$$

$$E_{x12} = E_{x13} + W_T + E_{x_{det}T} \quad (2.133)$$

$$E_{x_{det}T} = \dot{m}_{w12}[(h_{12} - h_0) - T_0(S_{12} - S_0)] - \dot{m}_{w12}[(h_{13} - h_0) - T_0(S_{13} - S_0)] - \dot{m}_{w12}(h_{12} - h_{13}) \quad (2.134)$$

Après la simplification on obtient :

$$E_{x_{det}T} = \dot{m}_{w12}T_0(S_{13} - S_{12}) \quad (2.135)$$

Bilan entropique :

$$\dot{m}_{w12} s_{12} + \dot{s}_{gen} = \dot{m}_{w12} s_{13} \quad (2.136)$$

donc :

$$\dot{s}_{gen} = \dot{m}_{w12}(s_{13} - s_{12}) \quad (2.137)$$

EVAORATEUR

Son rôle est de chauffer et vaporiser le fluide qui circule dans le système

Bilan massique :

$$\dot{m}_{w8} = \dot{m}_{w9} \quad (2.138)$$

Bilan énergétique :

$$\dot{m}_{w8}h_8 + Q_e = \dot{m}_{w9}h_9 \quad (2.139)$$

$$Q_e = \dot{m}_{w9}(h_9 - h_8) \quad (2.140)$$

Bilan exergetique:

$$E_{x_{int}} = E_{x_{out}} + E_{x_{det}} \quad (2.141)$$

$$E_{x8} + E_{x_{Qe}} = E_{x9} + E_{x_{detQe}} \quad (2.142)$$

$$\dot{m}_{ex8} + Q_e = \dot{m}_{ex9} + E_{x_{detQe}} \quad (2.143)$$

$$\dot{E}_{x_{detQe}} = \dot{m}_{w8}[(h_8 - h_0) - T_0(S_8 - S_0)] + \left|1 - \frac{T_0}{T_e}\right| Q_e - \dot{m}_{w8}[(h_9 - h_0) - T_0(S_9 - S_0)] \quad (2.144)$$

Après la simplification on obtient :

$$\dot{E}_{x_{det}Q_e} = \dot{m}T_0(S_9 - S_8) + \left(\frac{T_0}{T_e} - 1\right)Q_e \quad (2.145)$$

Bilan entropique :

$$\dot{m}_{w8} s_8 + \dot{S}_{gen} + \frac{\dot{Q}_e}{T_e} = \dot{m}_{w8} s_9 \quad (2.146)$$

Donc :

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{w8}(s_9 - s_8) - \frac{\dot{Q}_e}{T_e} \quad (2.147)$$

2.4.5. CONDENSEUR

Bilan de masse du condenseur écrite :

$$\dot{m}_{w14} = \dot{m}_{w5} = (\dot{m}_{w12} + \dot{m}_{w1}) \quad (2.148)$$

Le bilan énergétique s'écrit :

$$\dot{m}_{w14}h_{14} + \dot{m}_e h_{e1} = \dot{m}_{w14}h_5 + \dot{m}_e h_{e2} \quad (2.149)$$

$$\dot{m}_e = \frac{\dot{m}_{w14}(h_{14} - h_5)}{h_{e2} - h_{e1}} \quad (2.150)$$

Le bilan d'entropie s'écrit :

$$\dot{m}_{w14} s_{14} + \dot{m}_e h_{e1} + S_{gen} = \dot{m}_{w14} s_5 + \dot{m}_e h_{e2} \quad (2.151)$$

Donc :

$$S_{gen} = \dot{m}_{w14}(s_5 - s_{14}) + \dot{m}_e(h_{e2} - h_{e1}) \quad (2.152)$$

Bilan exergetique :

$$E_{x_{int}} = E_{x_{out}} + E_{x_{det}} \quad (2.153)$$

$$E_{x_{14}} + E_{x_{e1}} = E_{x_5} + E_{x_{e2}} + E_{x_{detco}} \quad (2.154)$$

$$E_{x_{detco}} = \dot{m}_{w14}[(h_{14} - h_0) - T_0(S_{14} - S_0)] + \dot{m}_e[(h_{e1} - h_0) - T_0(S_{e1} - S_0)] -$$

$$\dot{m}_{w14}[(h_5 - h_0) - T_0(S_5 - S_0)] - \dot{m}_e[(h_{e2} - h_0) - T_0(S_{e2} - S_0)] \quad (2.155)$$

Après la simplification on obtient :

$$E_{x_{det}Q_{co}} = \dot{m}[(h_{14} - h_5) - T_0(S_5 - S_{14})] + \dot{m}_e[(h_{e1} - h_{e2}) - T_0(S_{e2} - S_{e1})] \quad (2.156)$$

D'où

$$E_{x_{detQco}} = \dot{m}[-T_0(S_5 - S_{14})] + \dot{m}_e[-T_0(S_{e2} - S_{e1})] \quad (2.157)$$

2.4.6. Pompe HP

Le bilan de masse de la pompe écrite

$$\dot{m}_{w5} = \dot{m}_{w6} = (\dot{m}_{w12} + \dot{m}_{w1})$$

Le bilan énergie s'écrit :

$$\dot{m}_{w5}h_5 = \dot{m}_{w5}h_6 \quad (2.159)$$

$$\dot{w}_{isBP} = \dot{m}_{w5} \int_5^6 \vartheta dp = \dot{m}_{w5} \int_5^6 \frac{dp}{\rho} \quad (2.160)$$

$$\dot{w}_{isBP} = \dot{m}_{w5}(h_{6is} - h_5) \quad (2.161)$$

$$h_{6is} = h_1 + \int_5^6 \frac{dp}{\rho} \quad (2.162)$$

$$\eta_{isBP} = \frac{\dot{w}_{is}}{\dot{w}_p} \quad (2.163)$$

$$\dot{w}_p = \frac{\dot{w}_{is}}{\eta_{is}\eta_m\eta_e} \quad (2.164)$$

Finalement on obtient :

$$h_6 = h_5 + \frac{h_{6is} - h_5}{\eta_{isBP}} \quad (2.165)$$

Bilan exergetique de la pompe :

$$E_{x_{int}} = E_{x_{out}} + E_{x_{det}} \quad (2.166)$$

$$\dot{E}_{x5} + \dot{E}_{x_{wp}} = \dot{E}_{x6} + \dot{E}_{x_{detp}} \quad (2.167)$$

$$\dot{m}ex_5 + \dot{w}_p = \dot{m}ex_6 + \dot{E}_{x_{detp}} \quad (2.168)$$

$$\dot{E}_{x_{detp}} = \dot{m}[(h_5 - h_0) - T_0(S_5 - S_0)] + \dot{m}(h_6 - h_5) - \dot{m}(h_6 - h_0) - T_0(S_6 - S_0) \quad (2.169)$$

Après la simplification on obtient :

$$\dot{E}_{x_{detp}} = \dot{m}T_0(S_6 - S_5) \quad (2.170)$$

Le bilan d'entropie s'écrit :

$$\dot{m}_{w5}S_5 + \dot{S}_{gen} = \dot{m}_{w5}S_6 \quad (2.171)$$

Alors :

$$\dot{S}_{\text{gen}} = \dot{m}_{w5}(s_6 - s_5) \quad (2.172)$$

2.4.7. Pompe BP

Le bilan de masse de la pompe écrite :

$$\dot{m}_{w15} = \dot{m}_{w16} \quad (2.173)$$

Le bilan énergie s'écrit :

$$\dot{m}_{w15}h_{15} = \dot{m}_{w15}h_{16} \quad (2.174)$$

$$\dot{w}_{isHP} = \dot{m}_{w15} \int_{15}^{16} \vartheta dp = \dot{m}_{w15} \int_{15}^{16} \frac{dp}{\rho} \quad (2.175)$$

$$\dot{w}_{isHP} = h_{16is} - h_{15} \quad (2.176)$$

$$h_{16is} = h_{15} + \int_{15}^{16} \frac{dp}{\rho} \quad (2.177)$$

$$\eta_{isHP} = \frac{\dot{w}_{isHP}}{\dot{w}_{pHP}} \quad (2.178)$$

Finalement on obtient :

$$h_{16} = h_{15} + \frac{h_{16is} - h_{15}}{\eta_{isHP}} \quad (2.179)$$

Bilan exergetique de la pompe :

$$E_{x_{int}} = E_{x_{out}} + E_{x_{det}} \quad (2.180)$$

$$\dot{E}_{x_{15}} + \dot{E}_{x_{wp}} = \dot{E}_{x_{16}} + \dot{E}_{x_{detp}} \quad (2.181)$$

$$\dot{m}ex_{15} + w_p = \dot{m}ex_{16} + \dot{E}_{x_{detp}} \quad (2.182)$$

$$\dot{E}_{x_{detp}} = \dot{m}_{w15}[(h_{15} - h_0) - T_0(S_{15} - S_0)] + \dot{m}_{w15}(h_{16} - h_{15}) - \dot{m}_{w15}((h_{16} - h_0) - T_0(S_{16} - S_0)) \quad (2.183)$$

Après la simplification on obtient :

$$\dot{E}_{x_{detp}} = \dot{m}T_0(S_{16} - S_{15}) \quad (2.184)$$

Le bilan d'entropie s'écrit :

$$\dot{m}_{w15}S_{15} + \dot{S}_{gen} = \dot{m}_{w15}S_{16} \quad (2.185)$$

Alors :

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{w15}(S_{16} - S_{15}) \quad (2.186)$$

2.5. Performance des cycles organique de Rankine étudiés

Le rendement ORC et ORFC est défini comme le rapport entre la puissance nette et la puissance calorifique consommée. ;

$$\eta = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_e} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_p}{\dot{Q}_e} \quad (2.187)$$

2.6. Rendement exergetique des systemes

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{\sum EX_{det}}{EX_{in}} \quad (2.188)$$

2.7. Conclusion

L'étude thermodynamique approfondie du cycle organique de Rankine (ORC) et de sa variante avec bouteille flash (ORFC) a permis de mettre en lumière la complexité et la richesse de ces cycles pour la valorisation de la chaleur à basse température. À travers l'analyse de chaque composant, nous avons établi les différents bilans — massique, énergétique, entropique et exergetique — qui régissent le fonctionnement global du système. Dans le prochain chapitre, nous allons mener une étude paramétrique de ces deux cycles en utilisant le logiciel MATLAB R2021a couplé à REFPROP

CHAPITRE 3

Étude

Paramétriques

3.1. Introduction :

Dans ce chapitre, nous avons analysé les résultats obtenus pour le cycle de Rankine simple et le cycle de Rankine avec bouteille flash, en faisant varier certains paramètres. Cette analyse a été réalisée à l'aide du logiciel de calcul MATLAB R2021a, couplé à REFPROP. Ce dernier est une base de données thermodynamiques permettant d'accéder aux propriétés thermo-physiques de différents fluides.

3.2. Présentations des résultats pour le cycle simple de RANKINE :

Dans ce cycle on a étudié l'influence de la pression intermédiaire P_4 sur les différents paramètres du cycle qui sont les suivants :

- Le rendement théorique.
- Le rendement exergetique.
- Le travail de la turbine.
- L'exergie détruite.

3.2.1 RENDEMENT THORIQUE DU CYCLE PAR LA VARIATION DE T_c

La Fig 3.1, ci-dessus représentent l'évolution du rendement thermique globale en fonctions du changement de la pression intermédiaire pour cinq valeurs de la température de condensation ($T_c = 30^\circ C$; $T_c = 35^\circ C$; $T_c = 40^\circ C$; $T_c = 45^\circ C$; $T_c = 50^\circ C$).

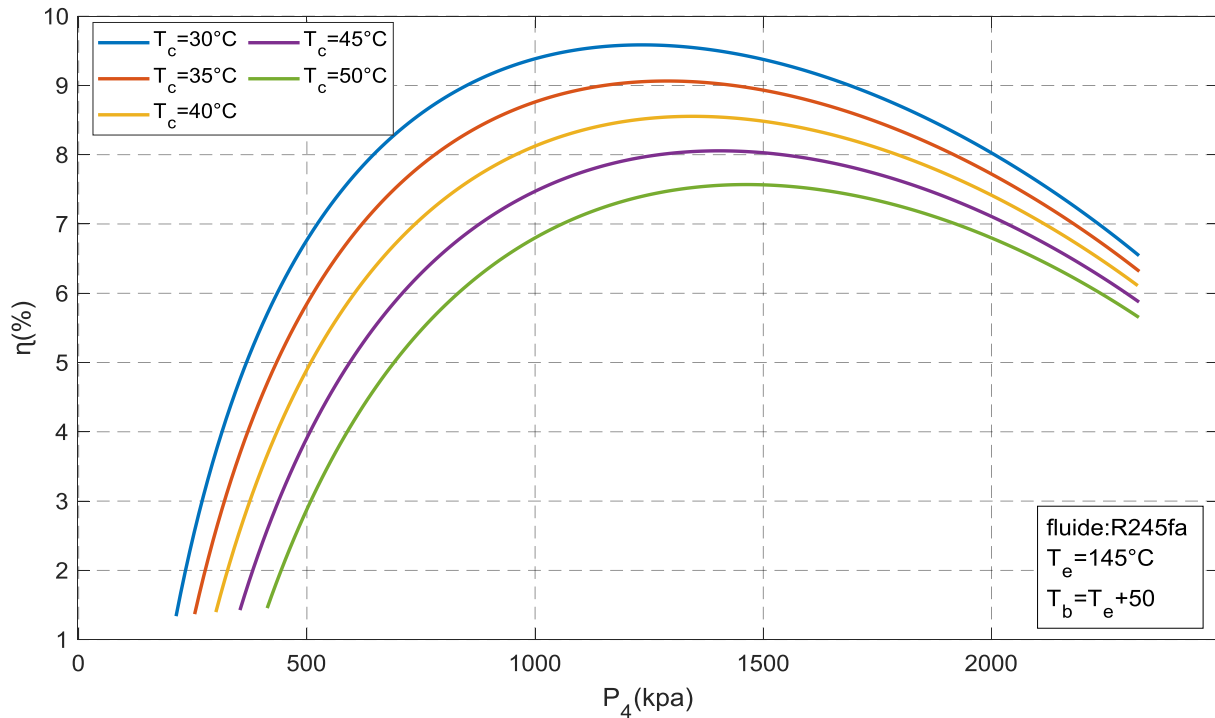


FIGURE 3. 1 évolution du rendement thermique globale en fonctions du changement de P_4 et T_c

On observe que, pour chaque température de condensation étudiée, le rendement augmente avec la pression intermédiaire jusqu'à atteindre un point optimal, puis diminue lorsque la pression continue d'augmenter. A titre d'exemple :

- $T_c = 30^\circ C$, les caractéristiques optimales sont [$P_4 = 1223.34 Kpa$ et $\eta = 9.58 \%$].

- $T_c = 50^\circ C$, les caractéristiques optimales sont [$P_4 = 1443.01 Kpa$ et $\eta = 7.56 \%$].

On constate que l'augmentation de la température de condensation influence sur la diminution le rendement de l'installation

On constate que l'augmentation de la température de condensation influence sur la diminution le rendement de l'installation est pour chaque température un point optimale ou le rendement maximal est atteint grâce à un compromis entre la pression intermédiaire qui optimise la récupération de chaleur et la production de travail

3.2.2 Travail de la turbine par la variation de T_c :

La Fig 3.2, ci-dessus représentent l'évolution du travail de la turbine en fonctions du changement de la pression intermédiaire pour cinq valeurs de la température de condensation ($T_c = 30^\circ C ; T_c = 35^\circ C ; T_c = 40^\circ C ; T_c = 45^\circ C ; T_c = 50^\circ C$).

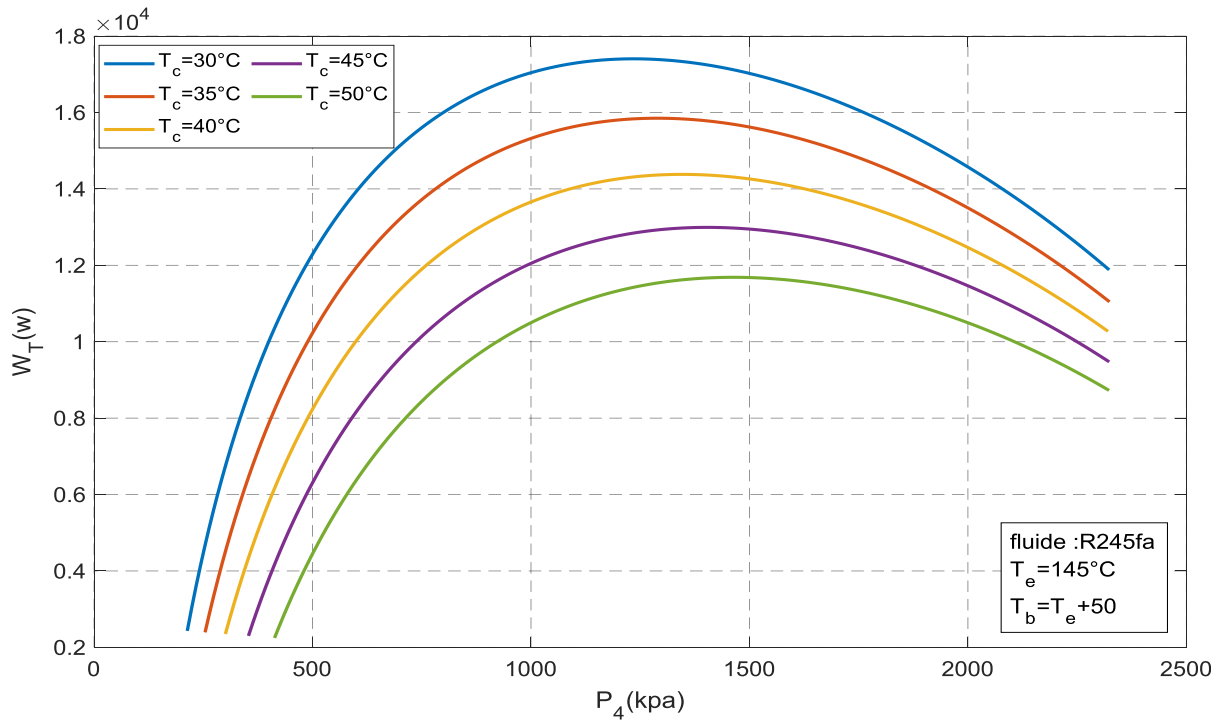


FIGURE 3. 2 l'évolution du travail de la turbine en fonctions du changement de P_4 et T_c

On observe que, pour chaque température de condensation, le travail de la turbine augmente avec la pression intermédiaire jusqu'à atteindre un point optimal, puis diminue lorsque la pression continue d'augmenter. A titre d'exemple :

- $T_c = 30^\circ C$, les caractéristiques optimales sont [$P_4 = 1253.34Kpa$ et $W_T = 17402.9(w)$].
- $T_c = 50^\circ C$, les caractéristiques optimales sont [$P_4 = 1503.01Kpa$ et $W_T = 11679(w)$] .

On constate que l'augmentation de la température de condensation influence sur la diminution du travail de la turbine.

On constate que l'augmentation de la température de condensation influence sur la diminution du travail de la turbine. et pour chaque temperature un point optimale ou le travail de la turbine attient le maximum qui est du de l'augmentation de l'enthalpie a l'entrée de la turbine.

3.2.3 L'exergie détruite par la variation de T_c :

La Fig 3.3, ci-dessus représentent l'évolution de l'exergie détruite en fonctions du changement de la pression intermédiaire, pour cinq valeurs de la température de condensation ($T_c = 30^\circ C$; $T_c = 35^\circ C$; $T_c = 40^\circ C$; $T_c = 45^\circ C$; $T_c = 50^\circ C$).

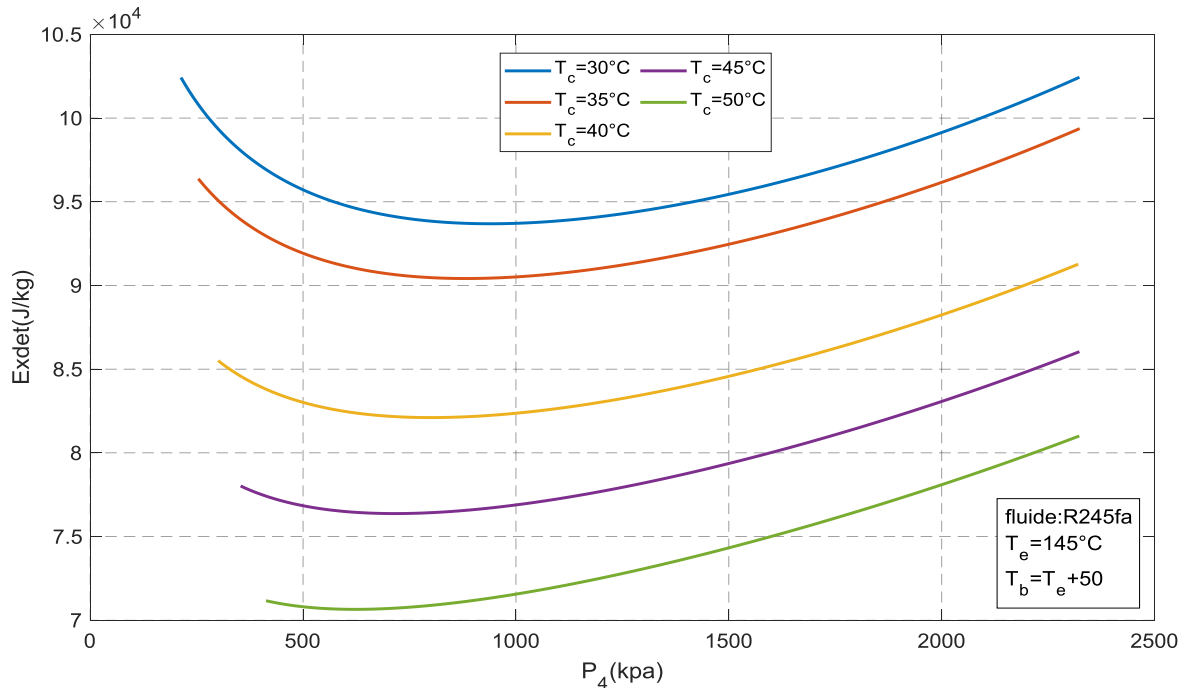


FIGURE 3. 3 l'évolution de l'exergie détruite en fonctions du changement de p_4 et T_c

L'exergie détruite globale est la somme des exergies détruites dans le cycle, Pour une augmentation de la pression intermédiaire et la variation températures de condensation. On remarque une diminution de l'exergie détruite jusqu'à atteindre un point minimal, et puis augmenter. A titre d'exemple :

- $T_c = 30^\circ C$, les caractéristiques minimales sont [$P_4 = 993.34 Kpa$ et $Ex_{Det} = 93707.4 J/Kg$].

- $T_c = 50^\circ C$, les caractéristiques minimales sont [$P_4 = 623.01 Kpa$ et $Ex_{Det} = 70650.4 J/Kg$].

On constate que l'augmentation de la température de condensation contribue à réduire l'exergie détruite

3.2.4 Rendement exergetique par la variation de T_c

La **Fig 3. 4**, ci-dessus représentent l'évolution du rendement exergetique en fonctions du changement de la pression intermédiaire pour cinq valeurs de la température de condensation ($T_c = 30^\circ C$; $T_c = 35^\circ C$; $T_c = 40^\circ C$; $T_c = 45^\circ C$; $T_c = 50^\circ C$)

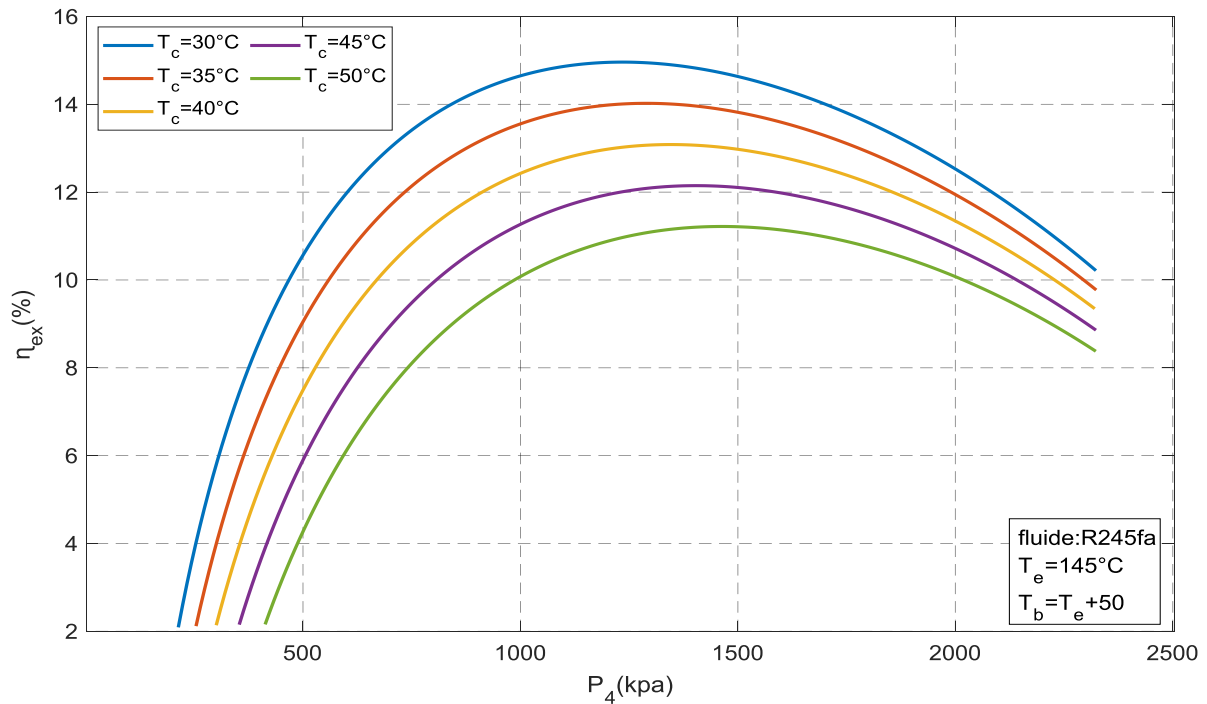


FIGURE 3. 4 l'évolution du rendement exergetique en fonctions du changement de P_4 et T_c

D'après la figure en constat que pour chaque température de condensation étudiée, le rendement exergetique augmente avec la pression intermédiaire jusqu'à atteindre un point optimal, puis diminue lorsque la pression continue d'augmenter. A titre d'exemple :

- $T_c = 30^\circ C$, les caractéristiques optimales sont [$P_4 = 1233.34 Kpa$ et $\eta_{ex} = 14.96 \%$].
- $T_c = 50^\circ C$, les caractéristiques optimales sont [$P_4 = 1433.01 Kpa$ et $\eta_{ex} = 11.21 \%$].

On constate que l'augmentation de la température de condensation influence sur la diminution du rendement exergetique à cause de la diminution du travail net et l'augmentation de l'exergie à l'entrée du système.

3.2.5 Rendement théorique global de cycle par la variation de T_e

La FIG 3.5, ci-dessus représentent l'évolution du rendement thermique globale en fonctions du changement de la pression intermédiaire pour dix valeurs de la température d'évaporateur ($T_e = 100^\circ\text{C}$; $T_e = 105^\circ\text{C}$; $T_e = 110^\circ\text{C}$; $T_e = 115^\circ\text{C}$; $T_e = 120^\circ\text{C}$; $T_e = 125^\circ\text{C}$; $T_e = 130^\circ\text{C}$; $T_e = 135^\circ\text{C}$; $T_e = 140^\circ\text{C}$; $T_e = 145^\circ\text{C}$).

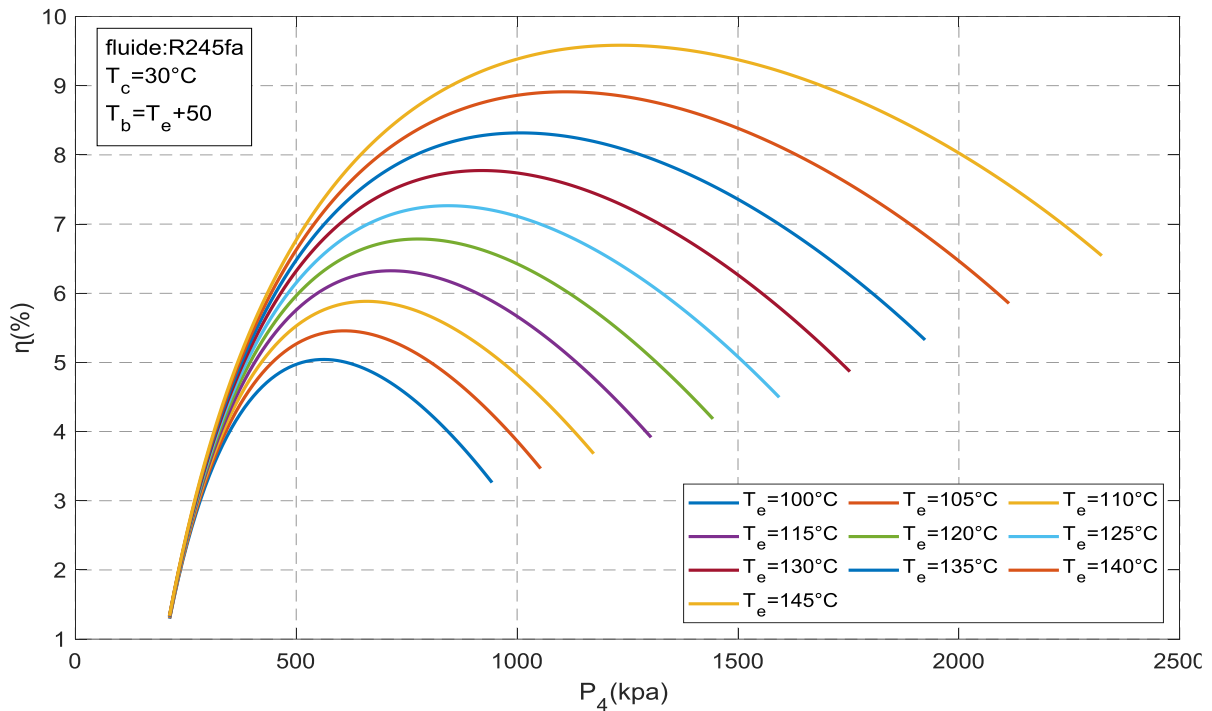


FIGURE 3. 5: l'évolution du rendement thermique globale en fonctions du changement

On observe que, pour chaque température d'évaporation étudiée, le rendement thermique globale augmente avec la pression intermédiaire jusqu'à atteindre un point optimal, puis diminue lorsque la pression continue d'augmenter. A titre d'exemple :

- $T_e = 100^\circ\text{C}$, les caractéristiques optimales sont [$P_4 = 563.34\text{Kpa}$ et $\eta = 5.04\%$].
- $T_e = 145^\circ\text{C}$, les caractéristiques optimales sont [$P_4 = 1243.34\text{Kpa}$ et $\eta = 9.58\%$].

On constate que l'augmentation de la température d'évaporateur influence sur l'augmentation le rendement de l'installation. Donc la température d'évaporateur augmente le travail net du système ce qui donne l'augmentation du rendement.

3.2.6 Travail de la turbine par la variation de T_e :

La Fig 3.6, ci-dessus représentent l'évolution du travail de la turbine en fonctions du changement de la pression intermédiaire pour dix valeurs de la température d'évaporations ($T_e = 100^\circ\text{C}$; $T_e = 105^\circ\text{C}$; $T_e = 110^\circ\text{C}$; $T_e = 115^\circ\text{C}$; $T_e = 120^\circ\text{C}$; $T_e = 125^\circ\text{C}$; $T_e = 130^\circ\text{C}$; $T_e = 135^\circ\text{C}$; $T_e = 140^\circ\text{C}$; $T_e = 145^\circ\text{C}$)

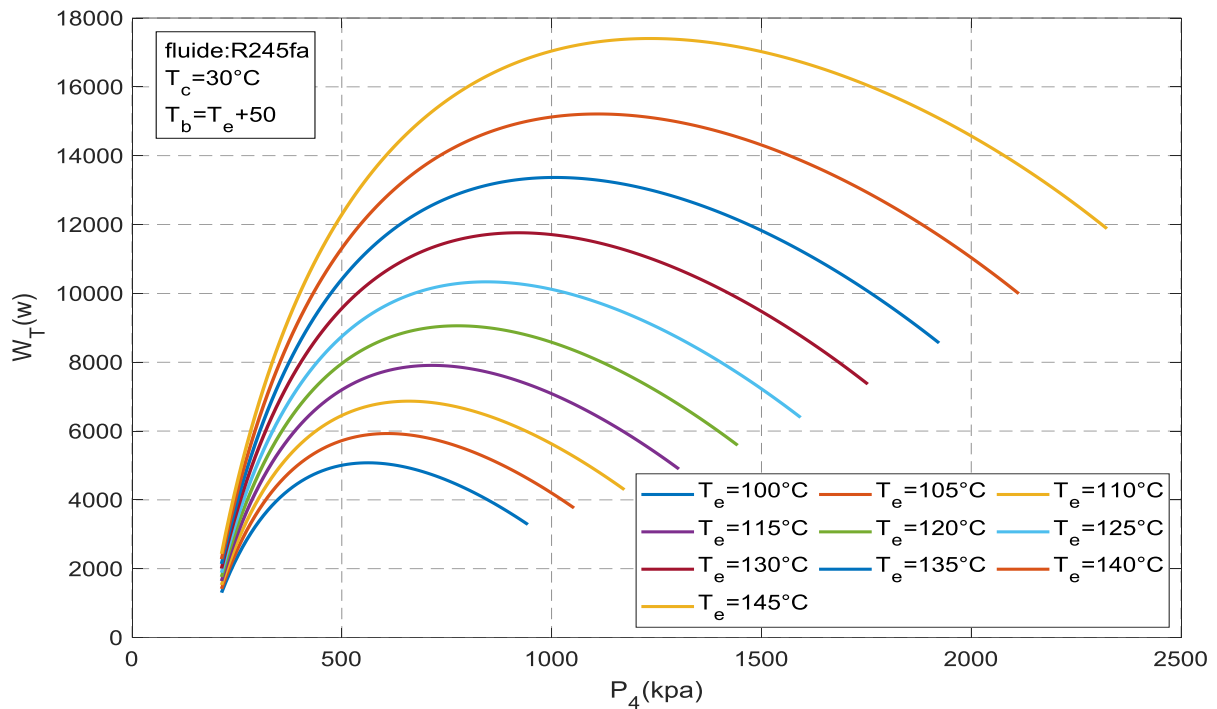


FIGURE 3. 6 l'évolution du travail de la turbine en fonctions du changement de P_4 et T_e

On remarque, pour chaque température d'évaporation (T_e), le travail de la turbine augmente avec la pression intermédiaire P_4 , jusqu'à atteindre un maximum, puis décroît lorsque la pression continue d'augmenter. Par exemple :

- $T_e=145^\circ\text{C}$, les caractéristiques du point optimale sont

$[P_4 = 1243.34\text{Kpa et } W_T = 17404.5(w)]$.

- $T_e=100^\circ\text{C}$, les caractéristiques du point optimale sont

$[P_4 = 543.34\text{Kpa et } W_T = 5071.34(w)]$.

Alors le travail de la turbine dépend fortement à la fois de la température d'évaporation et de la pression intermédiaire.

Car sont les paramètre clé d'augmentation et diminution de l'enthalpie dans le système.

3.2.7 L'exergie détruite par la variation de T_e :

La Fig 3. 7, ci-dessus représentent l'évolution de l'exergie détruite en fonctions du changement de la pression intermédiaire pour dix valeurs de la température d'évaporateur ($T_e = 100^\circ C ; T_e = 105^\circ C ; T_e = 110^\circ C ; T_e = 115^\circ C ; T_e = 120^\circ C ; T_e = 125^\circ C ; T_e = 130^\circ C ; T_e = 135^\circ C ; T_e = 140^\circ C ; T_e = 145^\circ C$).

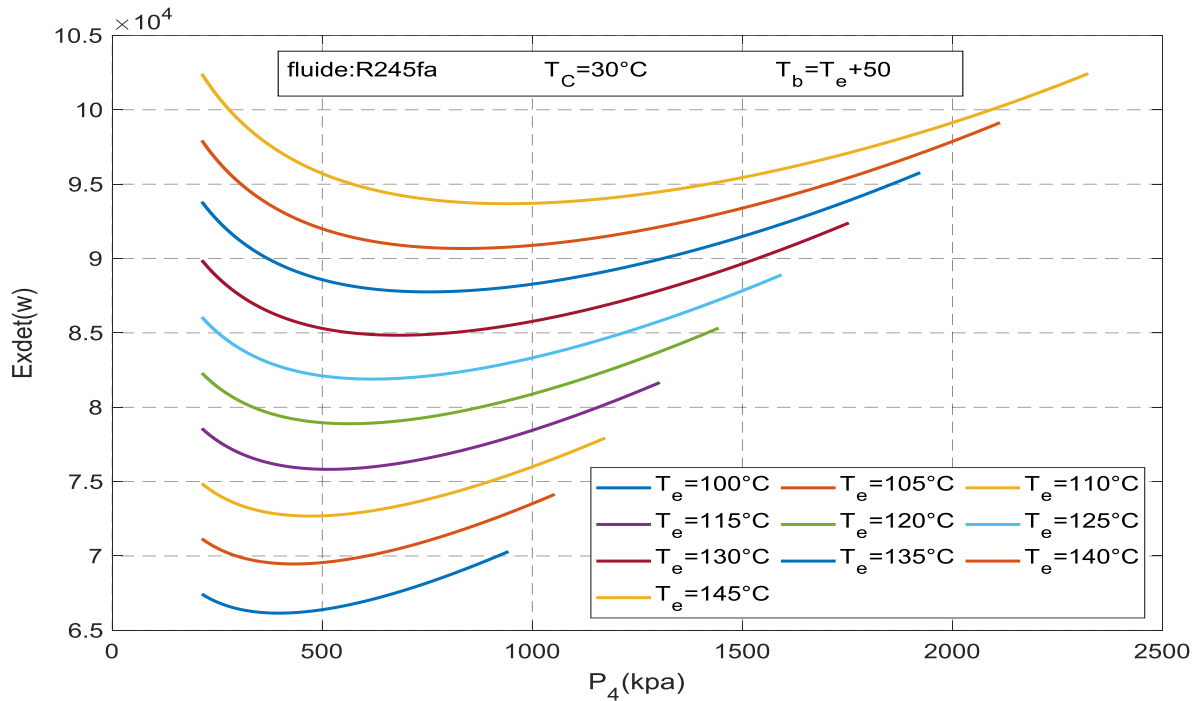


FIGURE 3. 7 l'évolution de l'exergie détruite en fonctions du changement de P_4 et T_e

L'exergie détruite globale correspond à la somme des exergies détruites tout au long du cycle. Lorsqu'on augmente la pression intermédiaire tout en faisant varier la température d'évaporateur, on observe une diminution de l'exergie détruite jusqu'à atteindre un point minimal, après quoi elle recommence à augmenter. Par exemple :

- $T_e = 100^\circ C$, les caractéristiques optimales sont [$P_4 = 383.34 Kpa$ et $Ex_{det} = 66159.3(w)$].
- $T_e = 145^\circ C$, les caractéristiques optimales sont [$P_4 = 933.34 Kpa$ et $Ex_{det} = 93687.2(w)$].

On remarque également que l'augmentation de température d'évaporation contribue à augmenter l'exergie détruite. Car il est lié à l'augmentation de l'entropie du système

3.2.8 Rendement exergetique par la variation de T_e :

La **Fig 3.8**, ci-dessus représentent l'évolution du rendement exergetique en fonctions du changement de la pression intermédiaire pour dix valeurs du températures de évaporateur ($T_e = 100^\circ\text{C}$; $T_e = 105^\circ\text{C}$; $T_e = 110^\circ\text{C}$; $T_e = 115^\circ\text{C}$; $T_e = 120^\circ\text{C}$; $T_e = 125^\circ\text{C}$; $T_e = 130^\circ\text{C}$; $T_e = 135^\circ\text{C}$; $T_e = 140^\circ\text{C}$; $T_e = 145^\circ\text{C}$).

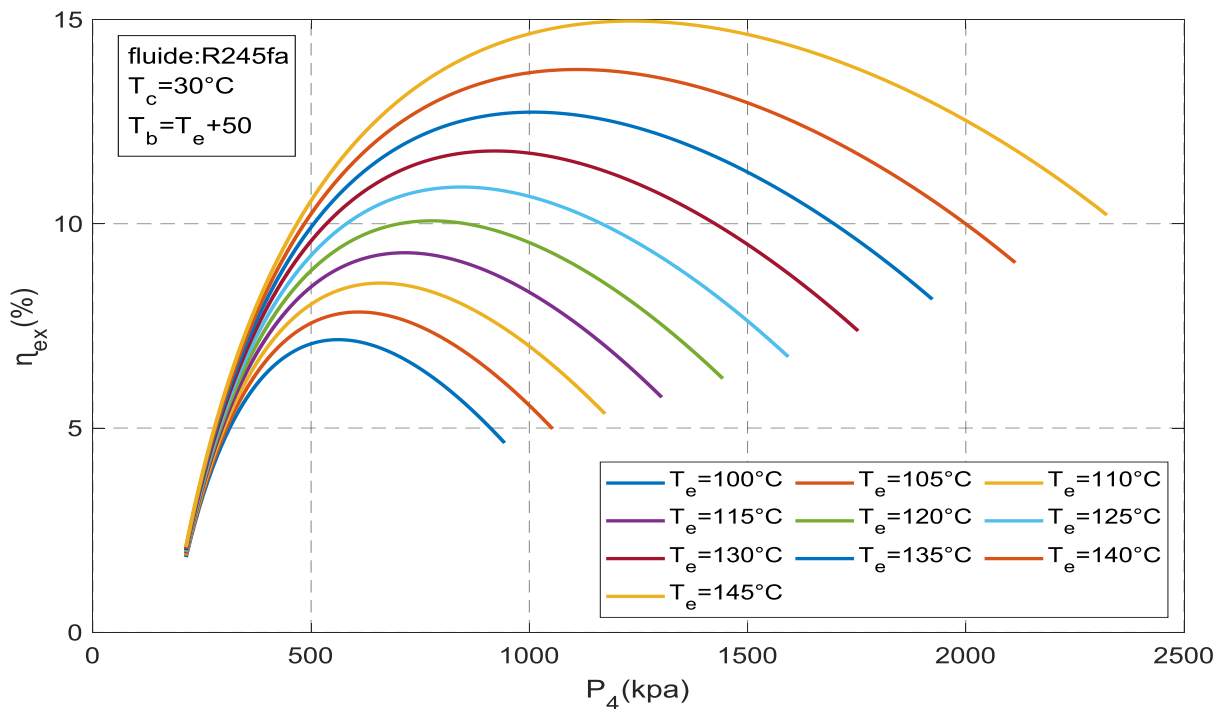


FIGURE 3. 8: l'évolution du rendement exergetique en fonctions du changement de P_4 et T_e

On observe que, pour chaque température d'évaporateur étudiée, le rendement exergetique augmente avec la pression intermédiaire jusqu'à atteindre un point optimal, puis diminue lorsque la pression continue d'augmenter. A titre d'exemple :

- $T_e = 100^\circ\text{C}$, les caractéristiques optimales sont [$P_4 = 553.34\text{Kpa}$ et $\eta_{ex} = 7.16\%$].

- $T_e = 145^\circ\text{C}$, les caractéristiques optimales sont [$P_4 = 1213.34\text{Kpa}$ et $\eta_{ex} = 14.95\%$].

On constate que l'augmentation de la température de l'évaporateur influence positivement le rendement exergetique, en augmentant l'écart entre le travail net et l'exergie à l'entrée du système.

3.2.9 Durabilité par la variation de T_e et p_4 :

La Fig 3.9, présente l'évolution de la durabilité en fonction de la pression intermédiaire pour le fluide R245fa, à une température de condensation de 30°C et pour différentes températures d'évaporation.

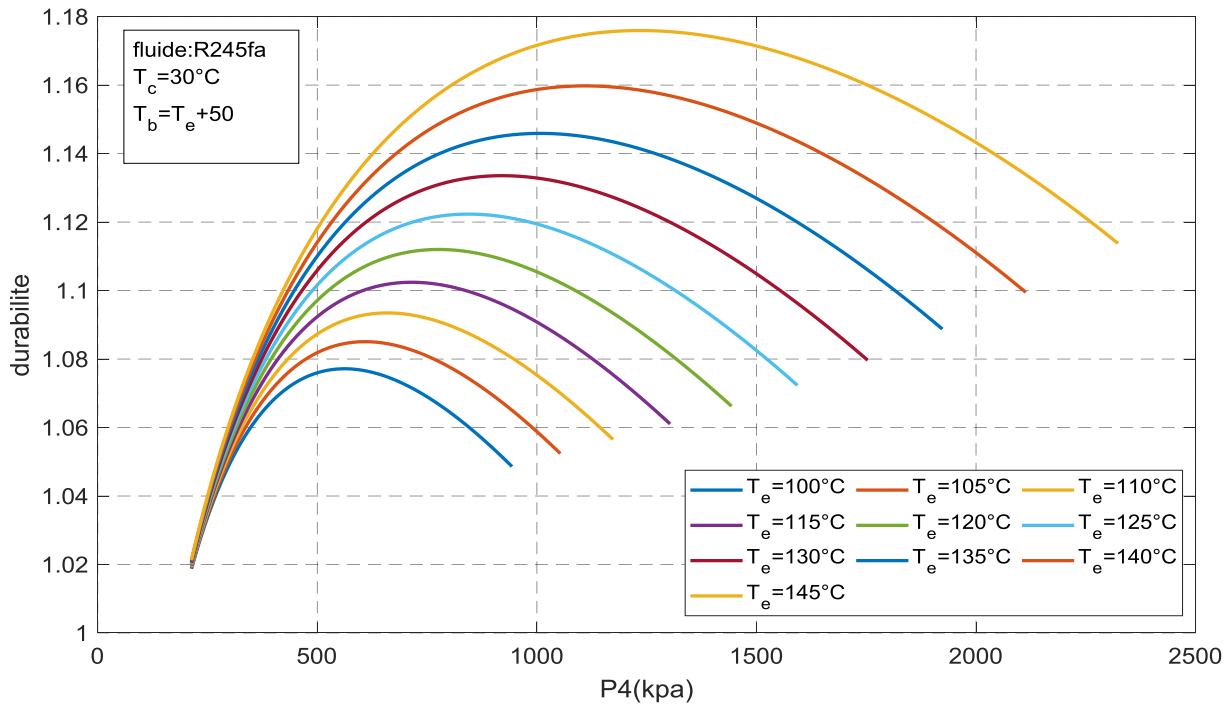


FIGURE 3. 9 la durabilité en fonction de la pression intermédiaire

On observe que, pour chaque courbe, la durabilité augmente avec la pression jusqu'à atteindre un maximum, puis diminue lorsque la pression continue d'augmenter. À mesure que la température d'évaporation s'élève, la valeur maximale de la durabilité devient plus importante et est atteinte à une pression plus élevée. Cela indique qu'il existe une pression optimale pour chaque température d'évaporation, permettant de maximiser la durabilité du cycle. Par exemple :

- $T_e=100^\circ\text{C}$, les caractéristiques du point optimale sont [$P_4 = 573.34\text{Kpa}$ et $D = 1.07$].
- $T_e=145^\circ\text{C}$, les caractéristiques du point optimale sont [$P_4 = 1233.34\text{Kpa}$ et $D = 1.17$]

3.2.10 Travail net par la variation de T_e :

La Fig 3.10, présente l'évolution du travail net (watts) en fonction de la pression P_4 (kPa) pour différentes températures d'évaporation d'évaporateur ($T_e = 100^\circ\text{C}$; $T_e = 105^\circ\text{C}$; $T_e = 110^\circ\text{C}$; $T_e = 115^\circ\text{C}$; $T_e = 120^\circ\text{C}$; $T_e = 125^\circ\text{C}$; $T_e = 130^\circ\text{C}$; $T_e = 135^\circ\text{C}$; $T_e = 140^\circ\text{C}$; $T_e = 145^\circ\text{C}$), en utilisant le fluide R245fa, avec une température de condensation $T_c = 30^\circ\text{C}$.

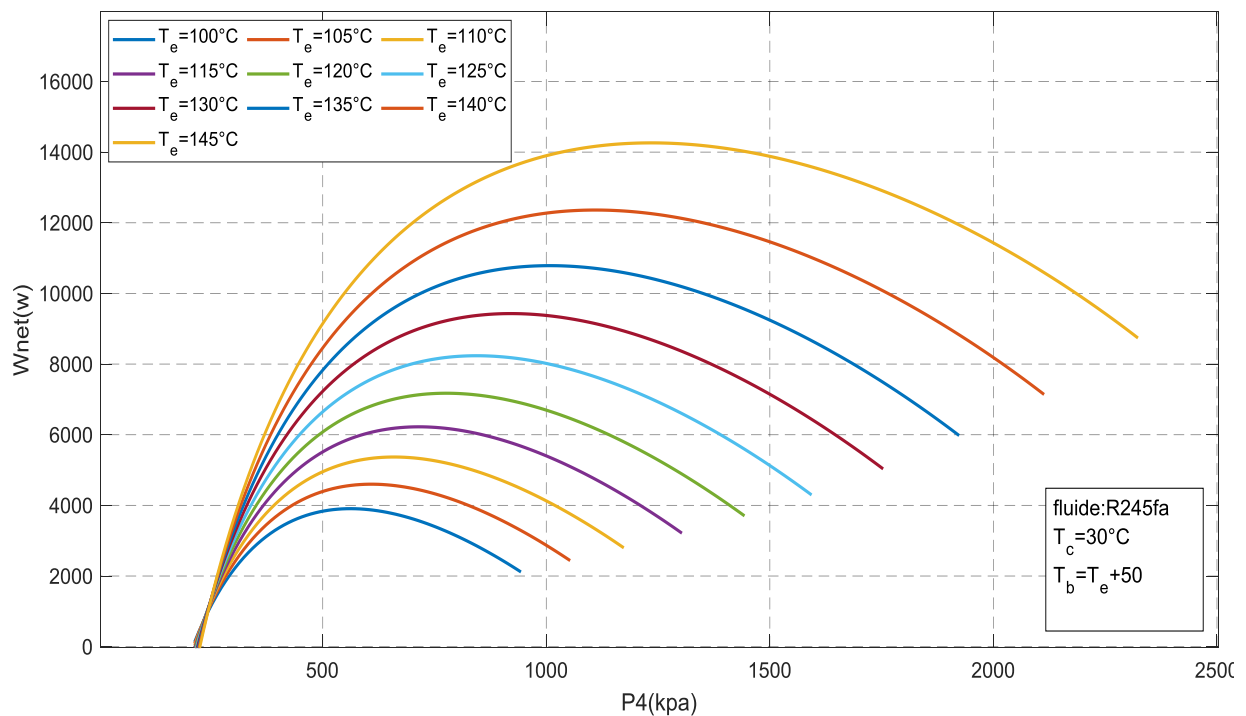


FIGURE 3. 10 l'évolution du travail net en fonction de la pression P_4

On constate que, pour chaque courbe correspondant à une température d'évaporation donnée, le travail net augmente avec la pression P_4 , atteint un maximum, puis diminue lorsque la pression continue d'augmenter. A titre d'exemple :

- $T_e = 100^\circ\text{C}$, les caractéristiques optimales sont [$P_4 = 573.34\text{Kpa}$ et $W_{net} = 3904.71\text{ W}$].

- $T_e = 145^\circ\text{C}$, les caractéristiques optimales sont [$P_4 = 1243.34\text{Kpa}$ et $W_{net} = 14261.3\text{ W}$].

Ainsi, chaque courbe montre qu'il existe une pression optimale pour chaque température d'évaporation, permettant de maximiser le travail net extrait du cycle.

Cela reflète également que le travail fourni par la turbine augmente avec l'élévation de la température d'évaporation.

3.2.11 Durabilité par la variation de T_c :

Cette figure présente la durabilité en fonction de la pression P_4 (en kPa) pour différentes températures de condensation ($T_c=30^\circ\text{C}$; $T_c=35^\circ\text{C}$; $T_c=40^\circ\text{C}$; $T_c=45^\circ\text{C}$; $T_c=50^\circ\text{C}$). On observe que la durabilité augmente initialement lorsque la pression P_4 augmente jusqu'à atteint un point maximum pour chaque température de condensation, puis diminue.

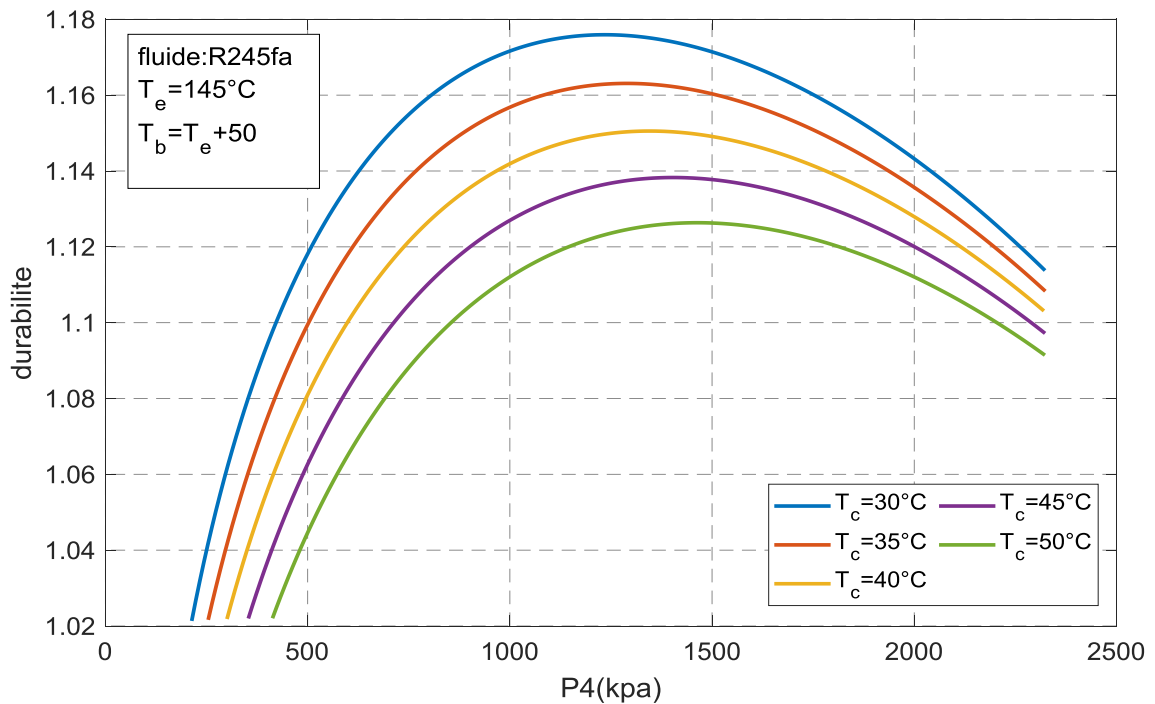


FIGURE 3. 11 EVALUATION DE LA DURABILITER EN FONCTION DE T_c

Cela signifie qu'il existe une pression optimale à laquelle la durabilité est maximale par exemple :

- $T_c = 30^\circ\text{C}$, les caractéristiques optimales sont [$P_4 = 1253.34\text{Kpa}$ et $D = 1.175$].
- $T_c = 50^\circ\text{C}$, les caractéristiques optimales sont [$P_4 = 1473.01\text{Kpa}$ et $D = 1.126$].

En constat que pour la température de condensation basse a même pression, la durabilité est meilleure ce qui correspond à des conditions de fonctionnement idéales.

3.2.12 Travail net par la variation de T_c :

Cette figure présente l'évolution du travail net en fonction de la pression P_4 (en kPa) pour différentes températures de condensation ($T_c=30^\circ\text{C}$; $T_c=35^\circ\text{C}$; $T_c=40^\circ\text{C}$; $T_c=45^\circ\text{C}$; $T_c=50^\circ\text{C}$).

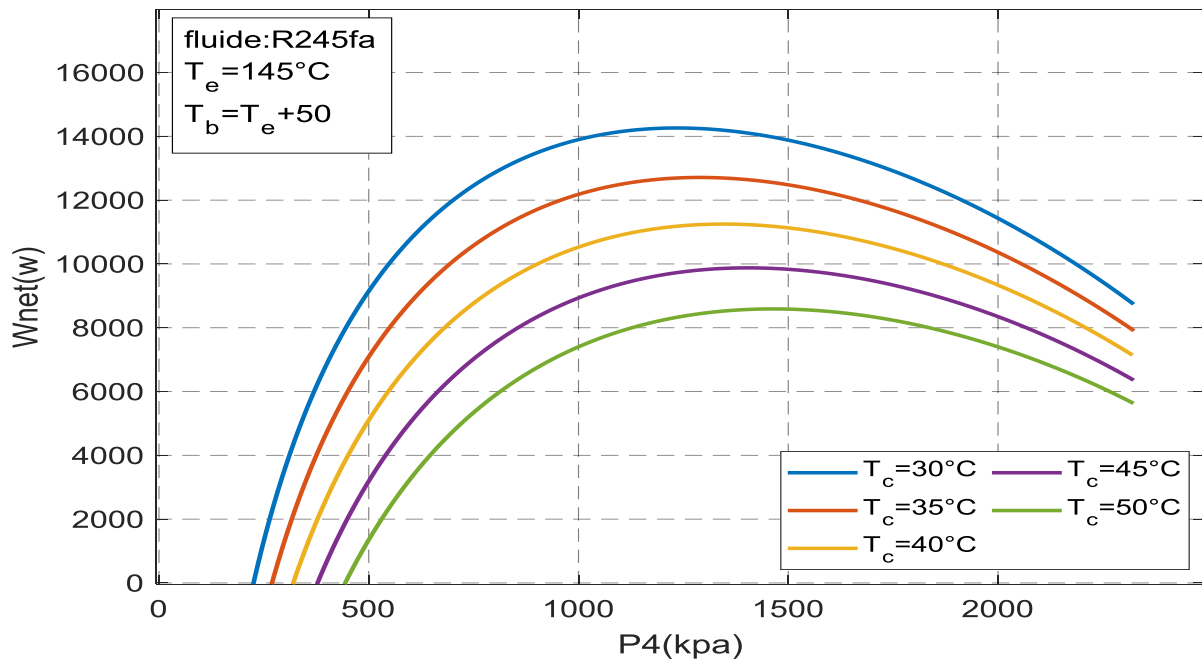


FIGURE 3. 12 TRAVAIL NET EN FONCTION DE T_c

Cette courbe montre que pour chaque température de condensation, le travail net produite par le système augmente avec la pression P_4 , atteint un maximum, puis diminue lorsque la pression continue d'augmenter. Cela signifie qu'il existe une pression optimale pour chaque température de condensation laquelle la production de travail net est maximale, par exemple :

- $T_c = 30^\circ\text{C}$, les caractéristiques optimales sont [$P_4 = 1223.34\text{Kpa}$ et $W_{net} = 14261.1$].

- $T_c = 50^\circ\text{C}$, les caractéristiques optimales sont [$P_4 = 1433.01\text{Kpa}$ et $W_{net} = 8585.51$].

En constat que pour la température de condensation basse a même pression, le travail net est à la hausse Ce qui correspond à des conditions de fonctionnement efficace.

3.3. Présentations des résultats de l'étude paramétrique pour le cycle de RANKINE avec bouteille flash :

Dans ce cycle, nous avons étudié l'influence de la pression intermédiaire P_{11} en fixant, dans un premier temps, la température de condensation T_c , puis la température d'évaporation T_e , sur les différents paramètres du cycle, qui sont les suivants :

- Le rendement théorique,
- Le rendement exergétique,
- Le travail des turbines,
- Le travail des pompes,
- L'exergie détruite,
- La durabilité.

3.3.1 Rendement théorique global de cycle par la variation de T_c

La **Fig13**, ci-dessus représentent l'évolution du rendement exergetique en fonctions du changement de la pression intermédiaire, pour cinq valeurs de la température de condensation

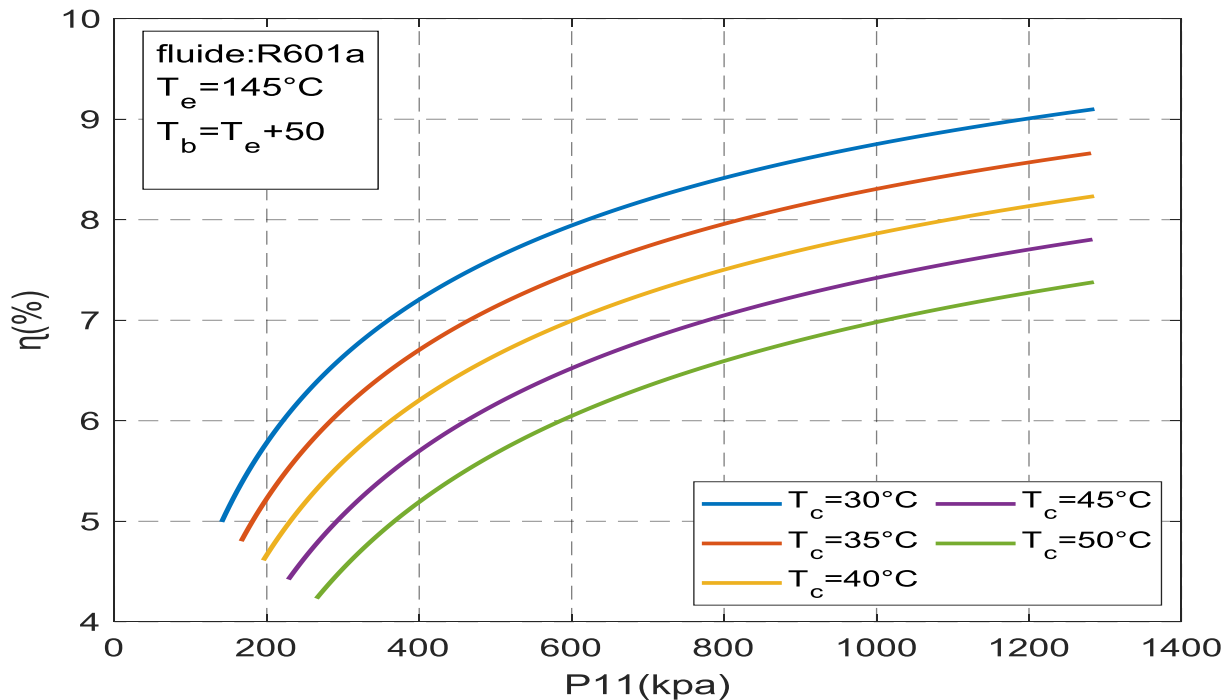


FIGURE 3. 13 variation de rendement du cycle en fonction de la pression intermédiaire et T_c

L'analyse du graphique montre que le rendement du cycle augmente avec la pression intermédiaire (P_{11}) pour toutes les températures de condensation (T_c). De plus, des températures de condensation plus basses permettent d'atteindre des rendements plus élevés à pression d'évaporation donnée. Lorsque la pression d'évaporation augmente, la température à l'entrée de la turbine est plus élevée, ce qui accroît la différence d'enthalpie disponible pour produire du travail. Cela se traduit par une meilleure conversion de la chaleur en énergie mécanique utile, plus la température de condensation est basse, moins il y a de chaleur rejetée au condenseur, ce qui améliore l'efficacité globale du cycle.

- Pour $T_c = 30^\circ\text{C}$ augmentation de la pression P_{11} de 140.824 kPa à 1284.82 kPa et, le rendement augmente de 4.99 % jusqu'à 9.09%
- Pour $T_c = 50^\circ\text{C}$ augmentation de la pression P_{11} de 265.11kPa à 1282.82 kPa et, le rendement augmente de 4.23% jusqu'à 19.176%

3.3.2 TRAVAIL DE LA TURBINE PAR LA VARIATION DE T_c

La Fig 14, ci-dessus représentent l'évolution du travail de la turbine en fonctions du changement de la pression intermédiaire pour cinq valeurs de la température de condensation.

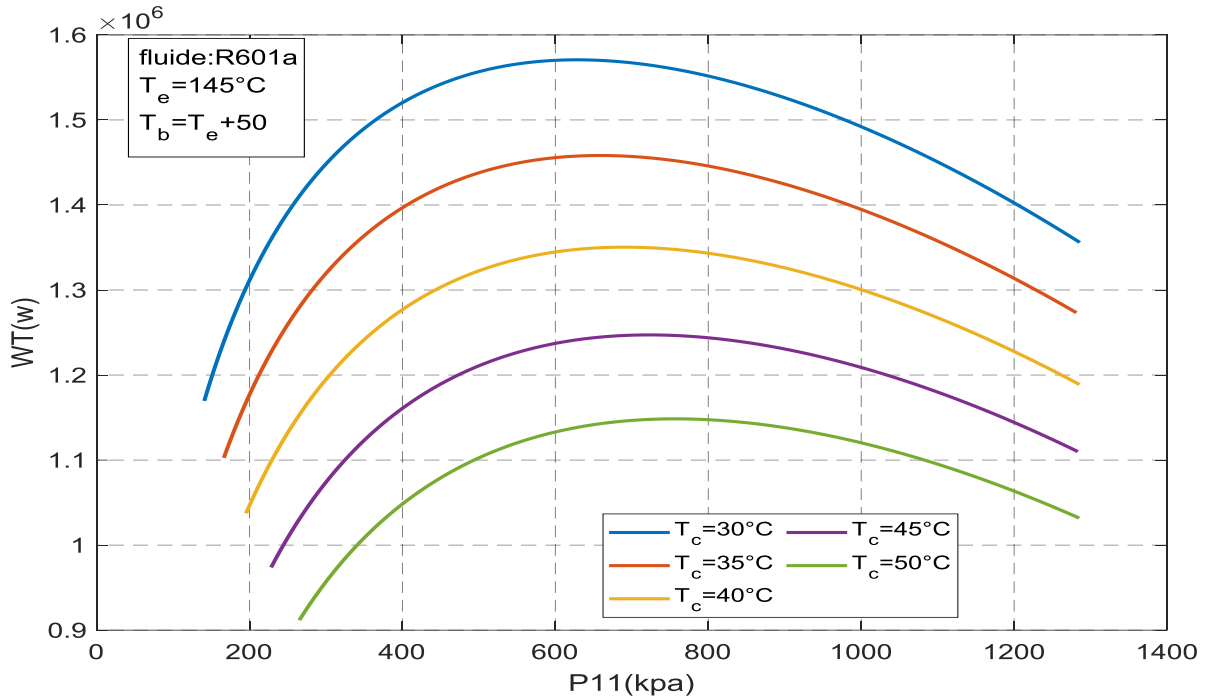


FIGURE 3. 14 travail net en fonction de la pression intermédiaire

On remarque, pour chaque température de condensation (T_c), le travail de la turbine augmente avec la pression intermédiaire P_{11} , jusqu'à atteindre un maximum, puis décroît lorsque la pression continue d'augmenter. Plus la température de condensation est basse, plus la puissance extraite est élevée. Cela s'explique physiquement par une augmentation du gradient de température entre la source chaude et la source froide, ce qui améliore le rendement thermodynamique du cycle, Par exemple :

- $T_c = 50^\circ C$, les caractéristiques du point optimale sont [$P_{11} = 543.34$ et $W_T = 1.1587 \times 10^6$].

- $T_c = 30^\circ C$, les caractéristiques du point optimale sont [$P_4 = 543.34 Kpa$ et $W_T = 1.587134$].

3.3.3 L'exergie détruite par la variation de T_c

La Fig.,15 ci-dessus représentent l'évolution de l'exergie détruite en fonctions du changement de la pression intermédiaire, pour cinq valeurs de la température de condensation ($T_c=30^\circ\text{C}$; $T_c=35^\circ\text{C}$; $T_c=40^\circ\text{C}$; $T_c=45^\circ\text{C}$; $T_c=50^\circ\text{C}$).

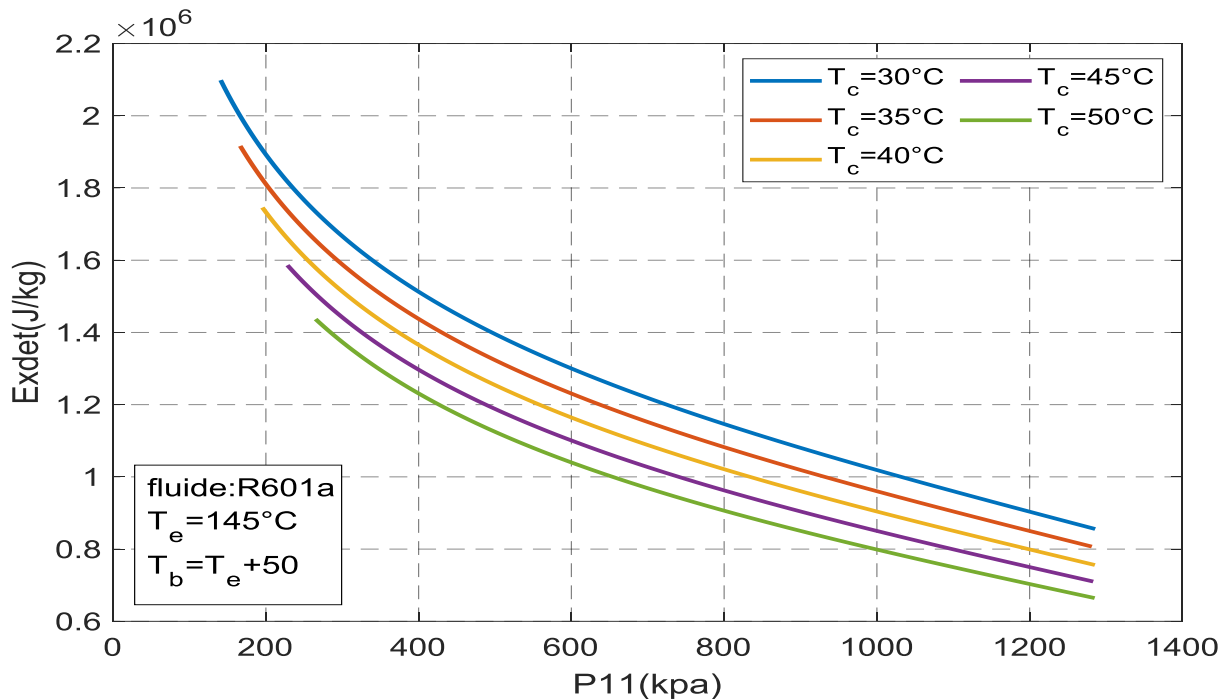


FIGURE 3. 15 variation de l'exergie détruite en fonction de T_c

On observe que l'exergie diminue de façon hyperbolique avec l'augmentation de la pression P_{11} . Cette décroissance traduit la dégradation exergetique causée par les irréversibilités croissantes dans le cycle.

La température de condensation influence également l'exergie détruite :

- À température élevée ($T_c = 50$) l'exergie détruite est maximale, car l'écart thermodynamique avec la source froide est optimal ;
- À température plus faible ($T_c = 30$) l'exergie détruite est réduite en raison d'un potentiel thermodynamique plus limité.

3.3.4 RENDEMENT EXERGETIQUE PAR LA VARIATION DE T_c

La **Fig16.**, ci-dessus représentent l'évolution du rendement exergetique en fonctions du changement de la pression intermédiaire, pour cinq valeurs de la température de condensation ($T_c=30^\circ\text{C}$; $T_c=35^\circ\text{C}$; $T_c=40^\circ\text{C}$; $T_c=45^\circ\text{C}$; $T_c=50^\circ\text{C}$).

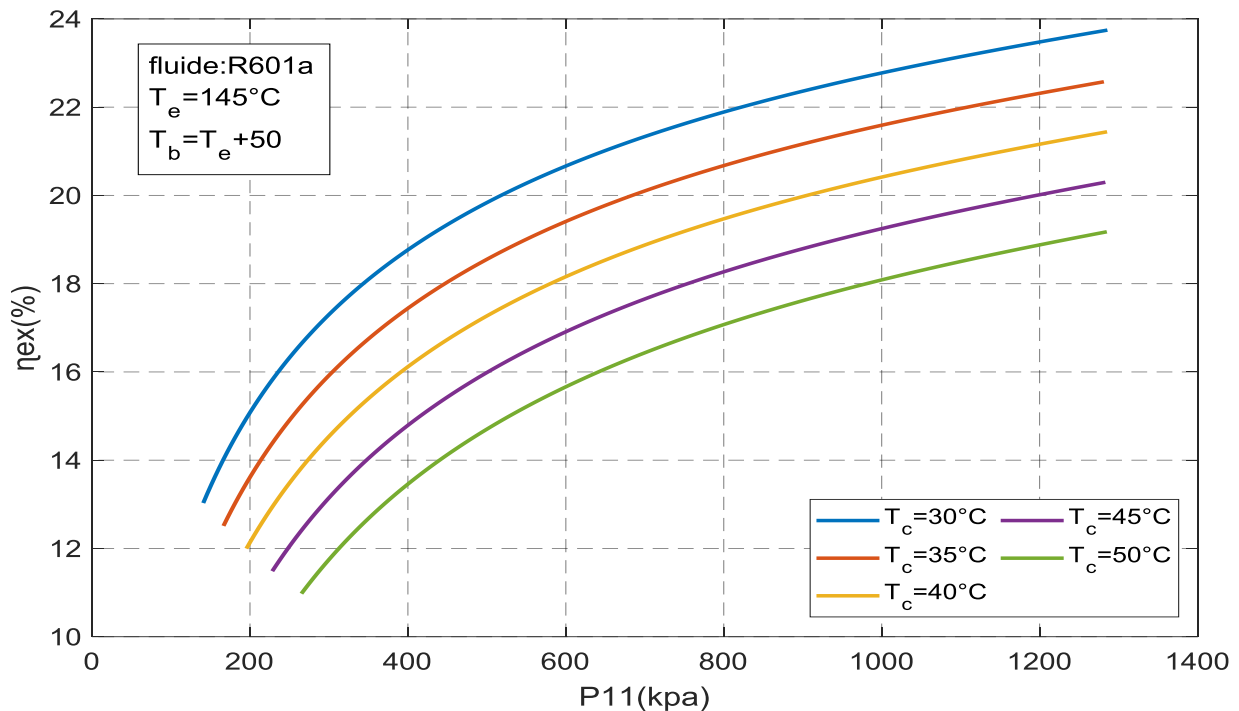


FIGURE 3. 16le rendement exergetique en fonction de T_c

On observe que l'exergie diminue de façon hyperbolique avec l'augmentation de la pression P_{11} , cette décroissance traduit la dégradation énergétique causée par les irréversibilités croissantes dans le cycle. la température de condensation influence sur l'exergie détruite c'est la température élevée $T_c=50^\circ\text{C}$ exergie maximale car l'écart thermodynamique avec la source froide est optimal, la température faibles $T_c=30^\circ\text{C}$ exergie réduite due à un potentiel thermodynamique limité

3.3.5 DURABILITE PAR LA VARIATION DE T_e ET P_{11}

La **Fig 17** montre l'évolution de la durabilité en fonction de la pression intermédiaire pour différentes températures de condensation dans un cycle organique de Rankine avec bouteille flash utilisant le fluide R601a

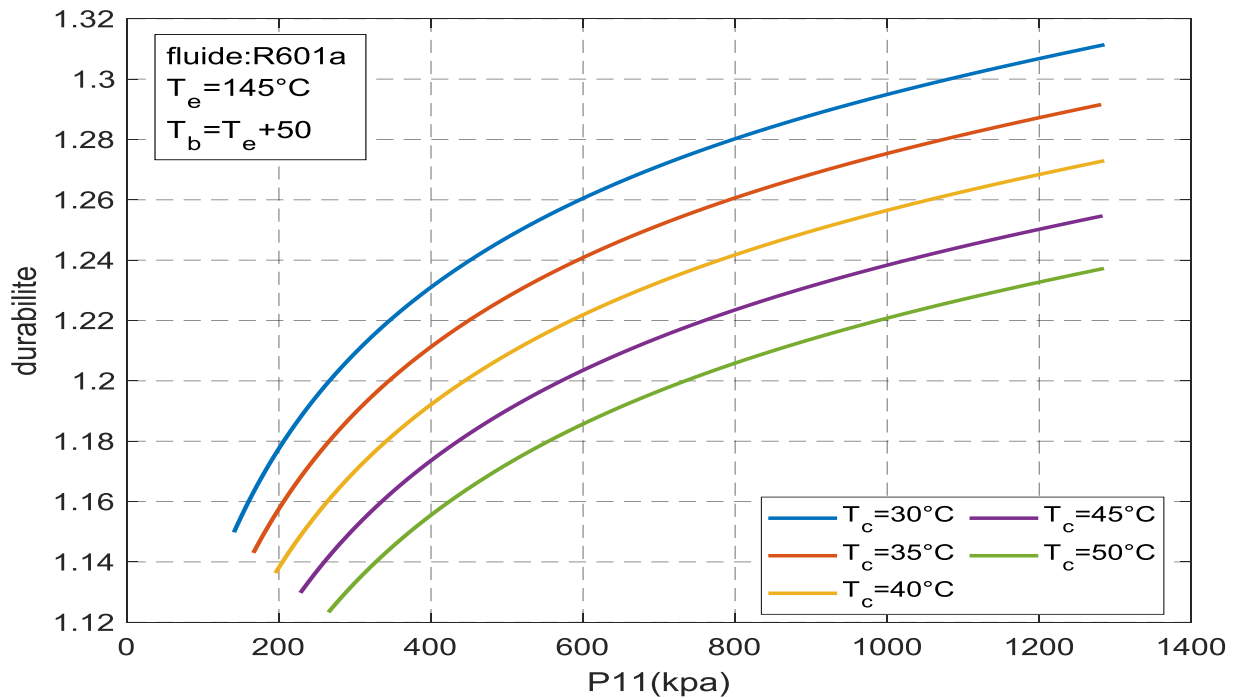


FIGURE 3. 17 la durabilité part la variation de T_e

On observe que la durabilité augmente avec l'augmentation de la pression intermédiaire, mais reste plus élevée lorsque la température de condensation est basse, exemple :

Pour $T_c = 30^\circ\text{C}$ la pression $P_{11} = 1285.82$ [kpa] la durabilité $D = 1.31141$

Sur le plan physique, cela signifie qu'une pression intermédiaire plus élevée améliore la durabilité du cycle.

3.3.6 Travail de la pompe par la variation de T_c

La Fig 18, ci-dessus représentent l'évolution du travail de la pompe en fonctions de la pression intermédiaire et la variation pour différentes températures de condensation entre 30 °C et 50 °C et pour $T_e=145^\circ\text{C}$.

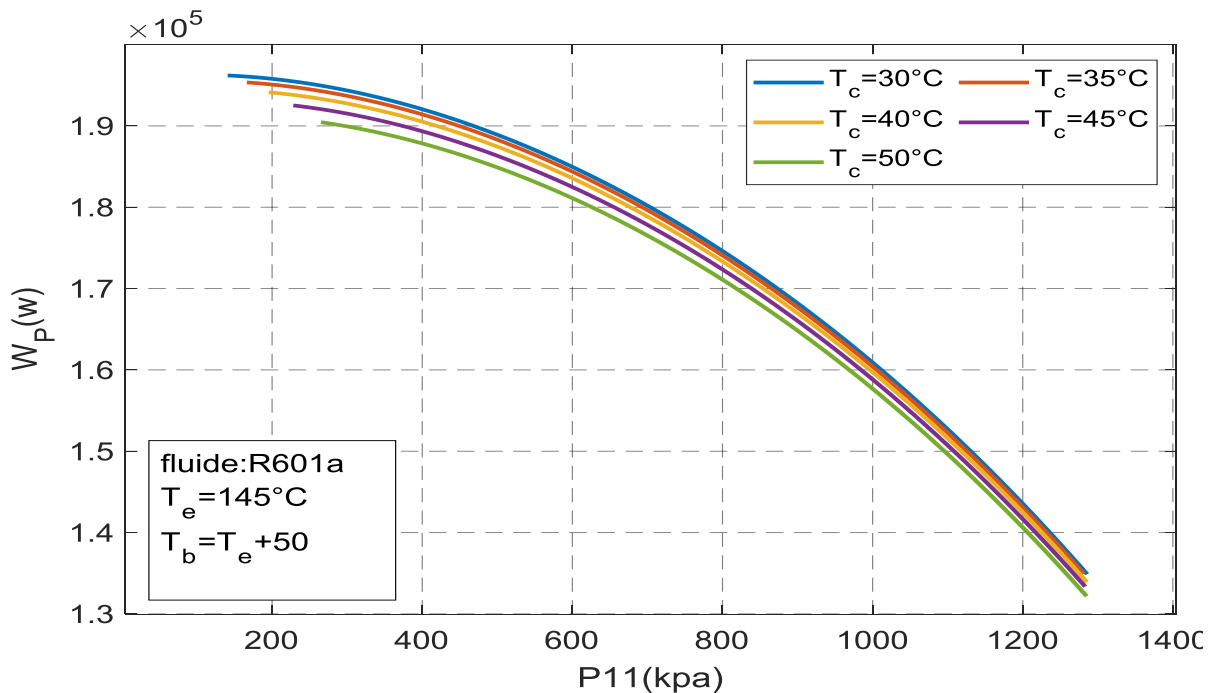


FIGURE 3. 18 fonction du travail part la variation de T_c

On observe que, pour toutes les températures de condensation, le travail de la pompe décroît de façon non linéaire à mesure que la pression p_{11} augmente. De plus en plus la température de condensation est élevée, plus la puissance obtenue est faible, ce qui se traduit par un décalage des courbes vers le bas. En prend l'exemple :

Pour $T_c=35^\circ\text{C}$ le travail de la pompe $W_p=196200[\text{w}]$ pour une pression $P_{11}=140.82[\text{kpa}]$ diminue jusqu'à $W_p=134882[\text{w}]$ à $p_{11}=1285.82[\text{kpa}]$

Cela s'explique par le fait qu'une pression et une température de condensation plus élevées augmentent les pertes énergétiques et réduisent le rendement du cycle, limitant ainsi la quantité d'énergie transformée en travail utile

3.3.7 Travail net par la variation de T_c

La **Fig 19**, ci-dessus représentent l'évolution du travail net en fonctions de la pression intermédiaire et la variation pour différentes températures de condensation entre 30 °C et 50 °C et pour $T_e=145^\circ\text{C}$.

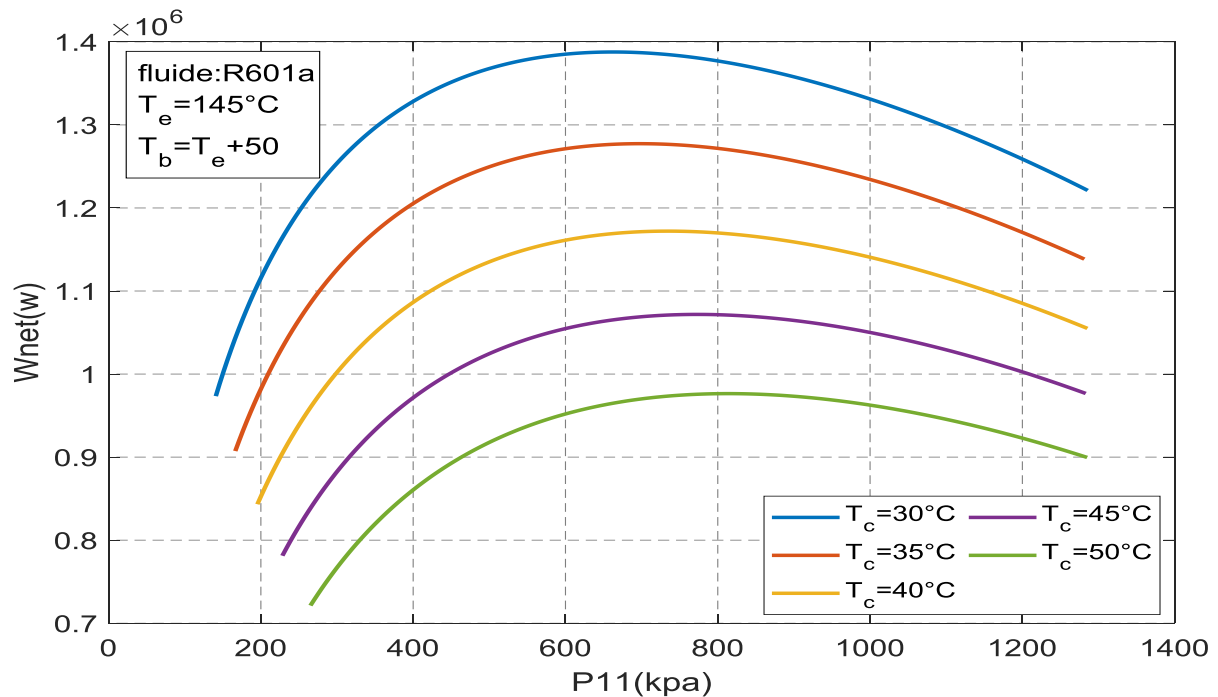


FIGURE 3. 19 travail net on fonction de la pression et T_c

On remarque que l'augmentation de T_c de 30°C à 60°C entraîne une augmentation notable du travail net jusqu'à une pression P_{11} optimale pour chaque température de condensation est commencé de diminuer malgré l'augmentation de P_{11} . Exemple :

Pour $T_c=30^\circ\text{C}$ la pression optimale $P_{11}=670.82[\text{kpa}]$ le travail net optimale $W_{net}=1387740[\text{W}]$

Et la bouteille flash réalise une détente fractionnée qui valorise l'enthalpie résiduelle de la condensation, minimisant ainsi les pertes d'exergie comparativement à une détente directe isenthalpique.

3.3.8 Variation du rendement théorique globale en fonction de P11 et Te

La figure suivante représente la variation du rendement du système en fonction de P11[kpa], et Te[°C]de 100°C jusqu'à 145°C, pour Tc=30°C.

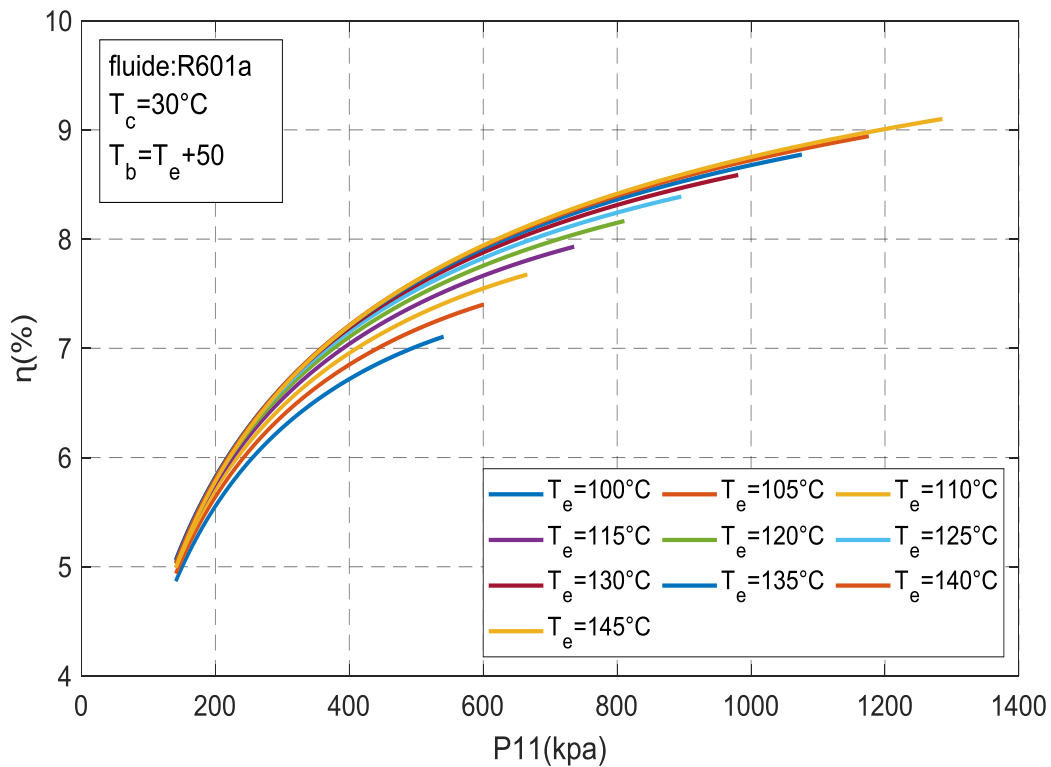


FIGURE 3. 20 variation du rendement du système ORSFC en fonction de Te et p11

La figure montre que le rendement du cycle augmente avec la pression et la température d'évaporation, en prenant l'exemple pour Te=145°C le rendement augmente de 5 % jusqu'à 9.09%.

Donc on peut dire qu'une pression d'évaporation plus élevée permet de capter plus d'énergie thermique, ce qui augmente le travail produit par les turbines et la bouteille flash améliore le rendement en séparant la phase vapeur de la phase liquide du fluide et optimisant ainsi l'utilisation de la chaleur.

3.3.9 Variation du travail des turbines en fonction de P11 et Te

La figure suivante représente la variation du travail des turbines en fonction de P11[kpa], et Te[°C] de 100°C jusqu'à 145°C, pour Tc=30°C.

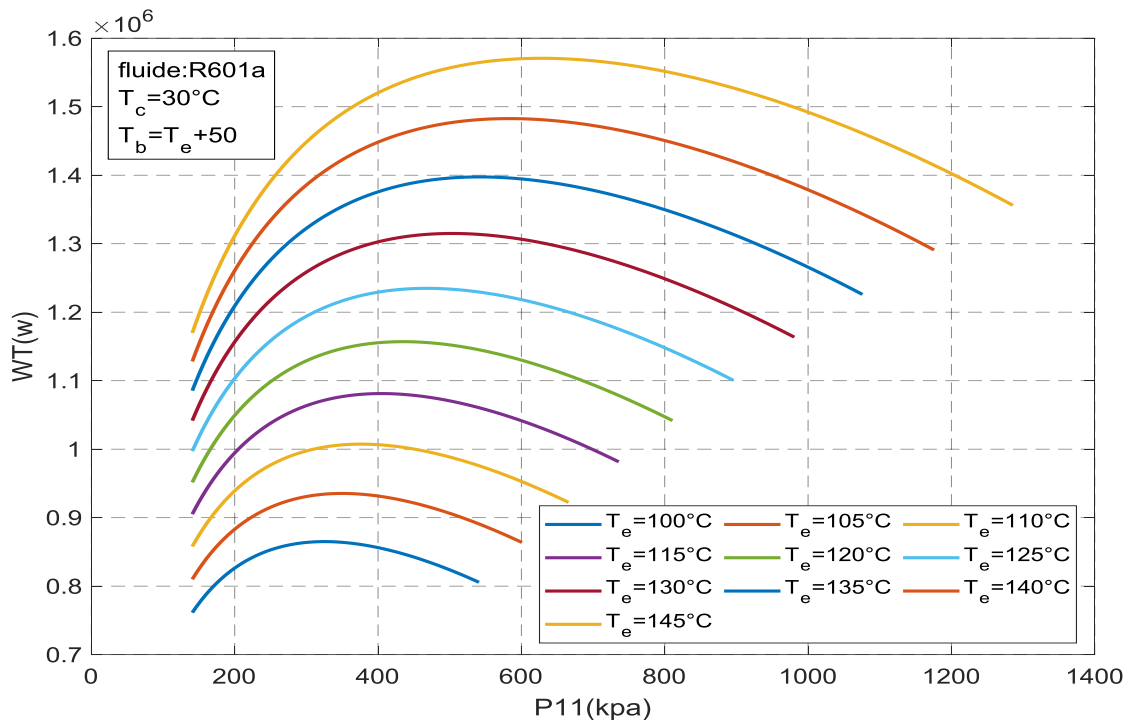


FIGURE 3. 21 variation du travail des turbines en fonction de P11 et Te.

On observe que, pour chaque température d'évaporation, le travail augmente avec la pression jusqu'à atteindre un maximum, puis diminue au-delà d'une certaine pression en prenant l'exemple : pour Te=135°C le point optimal est Wt=1400000[w].

Cela s'explique par le fait qu'une pression et une température d'évaporation plus élevées permettent d'avoir davantage d'énergie, mais qu'au-delà d'un certain point de pression. Est la bouteille flash permet d'optimiser l'utilisation de la chaleur, mais il existe un optimum à rechercher pour chaque température d'évaporation afin de maximiser le travail produit par les turbines.

3.3.10 Variation de l'exergie détruit globale en fonction de P11 et Te

La figure suivante représente la variation de l'exergie détruit globale en fonction de P11[kpa], et Te[°C] de 100°C jusqu'à 145°C, pour Tc=30°C.

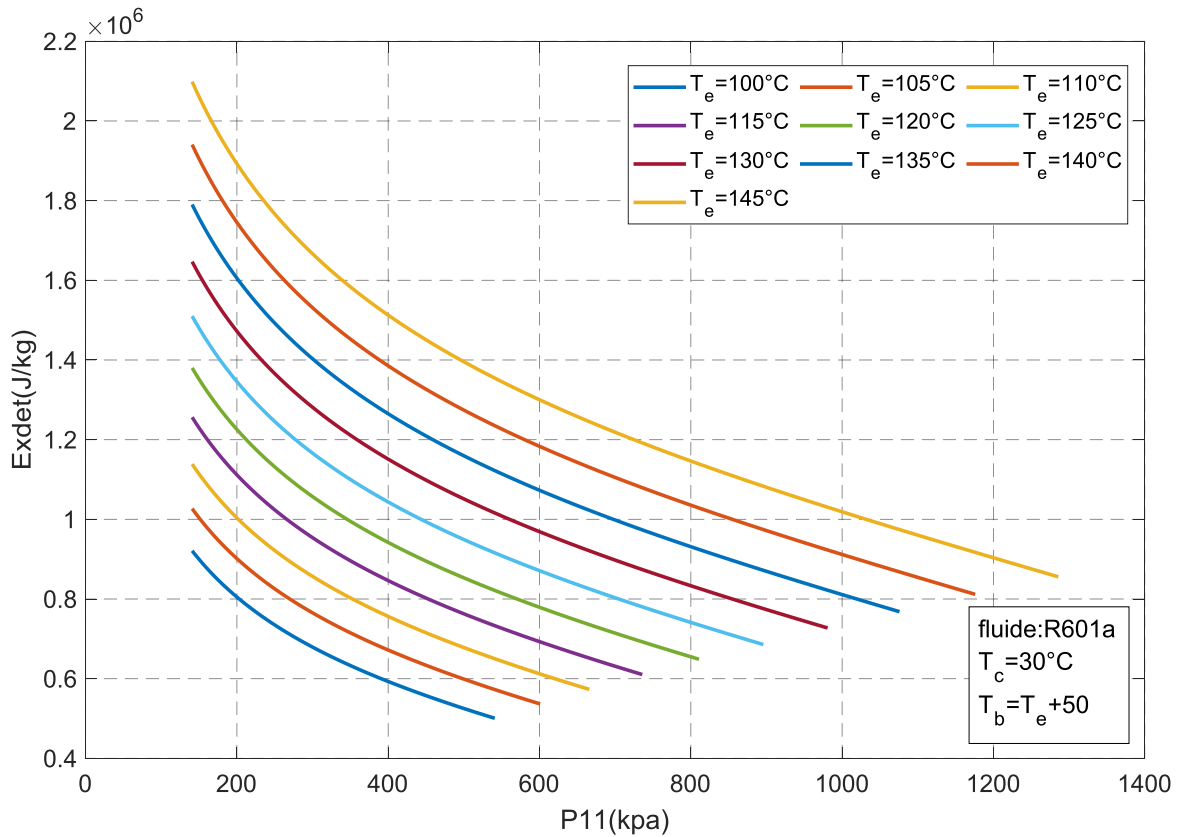


FIGURE 3. 22 évolution de l'exergie détruit globale e fonction de P11 et Te

On observe que, pour chaque température d'évaporation Te[°C], l'exergie diminue lorsque la pression intermédiaire augmente. Plus la température d'évaporation est élevée, plus l'exergie détruit est importante pour une même pression, par exemple pour P11=140.8[kpa] jusqu'à 1285.82[kpa] l'exergie détruit diminue de Exdet= 2.09*10^6 [w] jusqu'à Exdet= 8.55*10^5[w].

Cela signifie qu'un fluide chauffé à une température plus élevée possède plus d'énergie utile à convertir en travail et aussi l'augmentation de la pression réduit progressivement cette exergie.

3.3.11 Variation du rendement exergetique en fonction de P11 et Te

La figure suivante représente la variation du rendement exergetique globale en fonction de P11[kpa], et Te[°C] de 100°C jusqu'à 145°C, pour Tc=30°C.

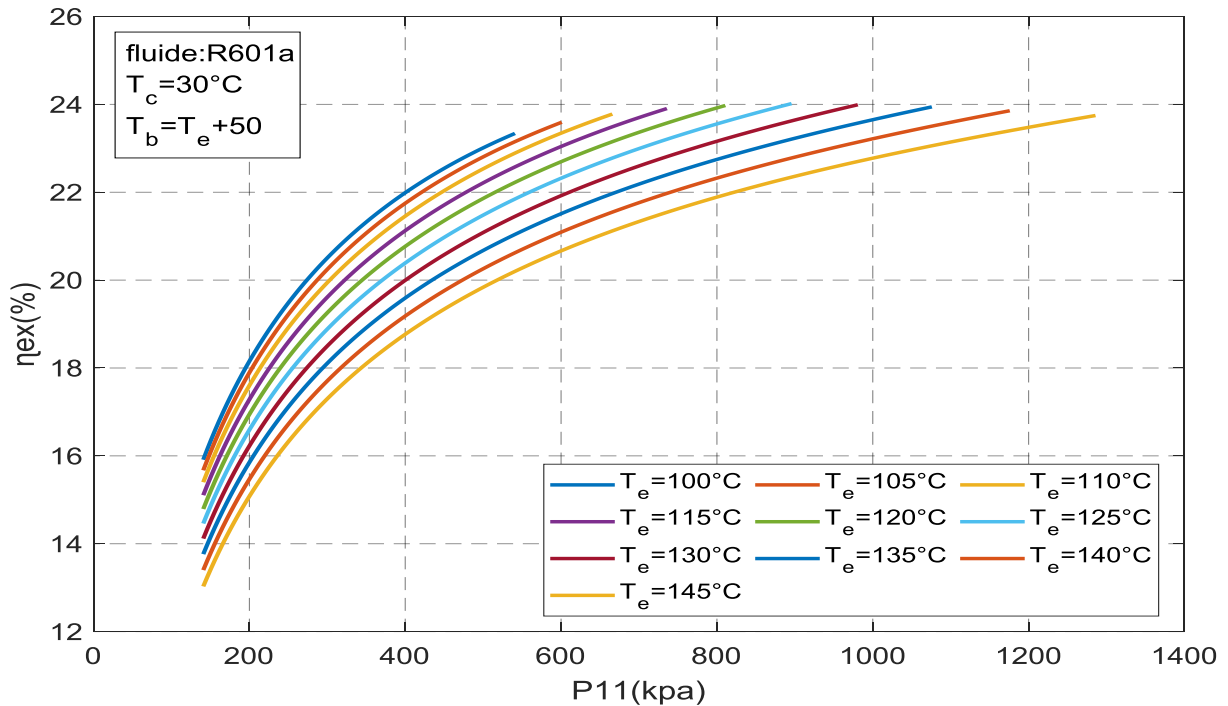


FIGURE 3. 23 le rendement exergetique en fonction de la pression intermédiaire et Te

On observe que le rendement exergetique augmente rapidement avec la pression, jusqu'à environ 400–600 kPa, puis se stabilise progressivement.

L'augmentation de la pression dans la bouteille flash permet de récupérer davantage d'exergie du fluide partiellement détendu, ce qui réduit les irréversibilités du système.

Par ailleurs, plus la température d'évaporation Te est élevée, plus le rendement exergetique est important.

Pour Te = 145 le rendement exergetique passe de **13,02 %** à **23,73 %**.

Ce résultat montre que le système exploite efficacement l'exergie disponible, tout en conservant un certain potentiel d'amélioration.

3.3.12 Variation de travail des pompes en fonction de P11 et Te

La figure suivante représente la variation du travail des pompes en fonction de P11[kpa], et Te[°C] de 100°C jusqu'à 145°C, pour Tc=30°C.

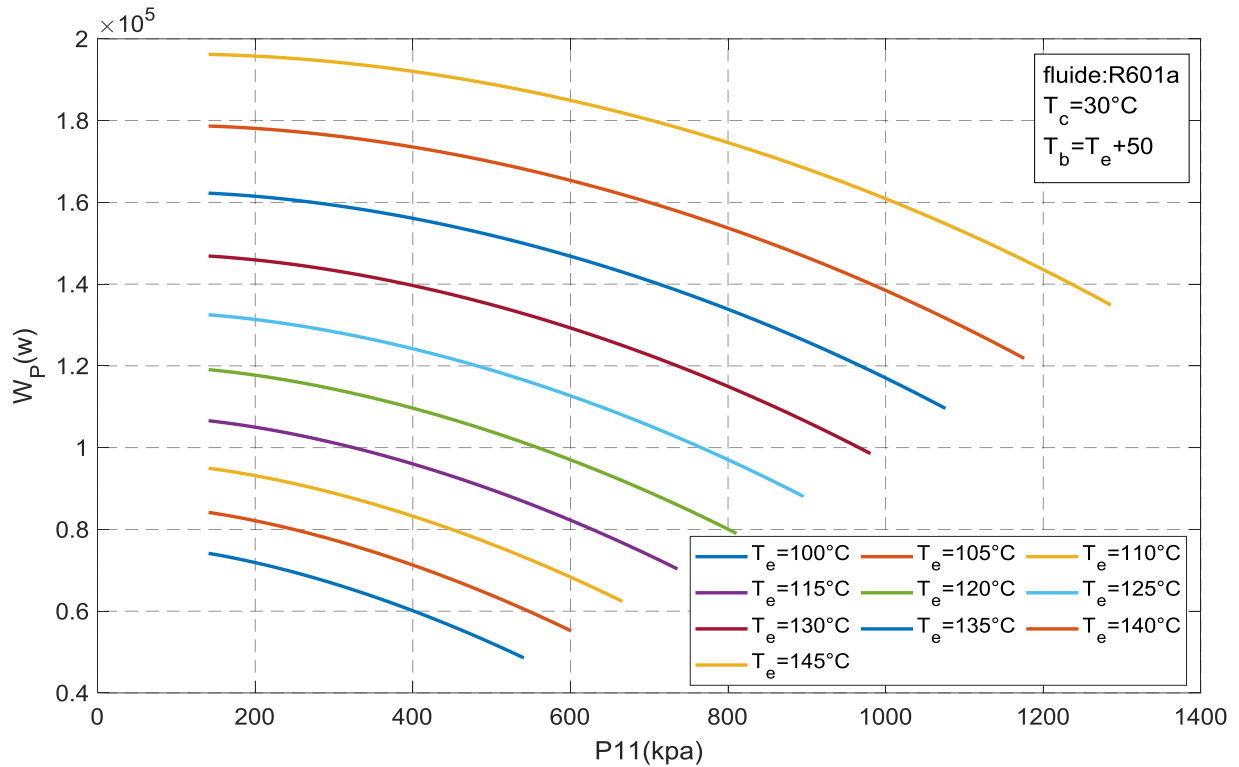


FIGURE 3. 24 Variation de travail des pompes en fonction de P11 et Te

Le travail net diminue avec l'augmentation de la pression P11. Cette tendance s'explique par le fait qu'une pression plus élevée dans la bouteille flash réduit la détente disponible dans la turbine principale, et plus (T_e) est élevée, plus le travail net est important en peut dire que la température d'évaporation plus élevée augmente l'enthalpie spécifique du fluide et donc l'énergie disponible pour la production de travail.

Exemple : pour $T_e=145^\circ\text{C}$ à $P_{11}=140.82[\text{kpa}]$ jusqu'à $P_{11}=1285.82[\text{kpa}]$, W_p diminue de $W_p=196200[\text{w}]$ jusqu'à $W_p=134882[\text{w}]$

3.3.13 Variation de la durabilité en fonction de P11 ET Te

La figure suivante représente la variation de la durabilité en fonction de P11[kpa], et Te[°C] de 100°C jusqu'à 145°C, pour Tc=30°C.

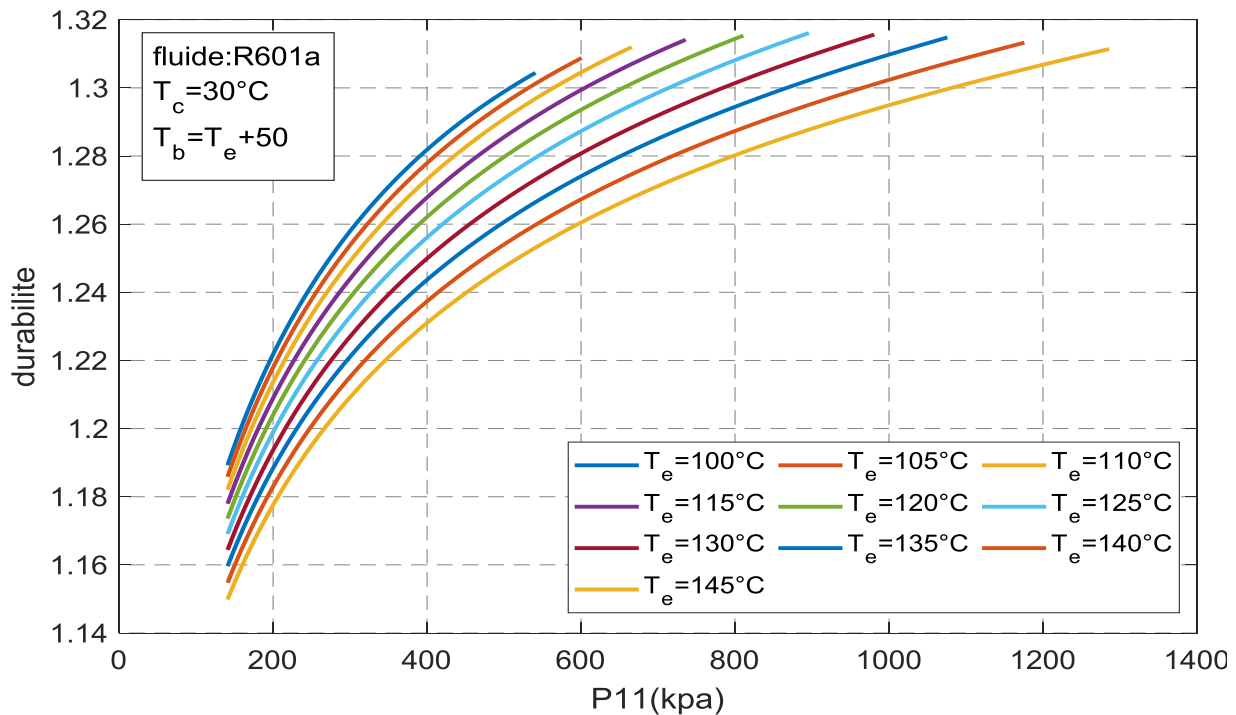


FIGURE 3. 25 variation de la durabilité en fonction de P11 et Te

La durabilité augmente rapidement avec la pression P11, cette évolution traduit une amélioration des performances du système, conduisant à un cycle plus durable.

En revanche, plus la température d'évaporation Te est élevée, plus l'indice de durabilité est faible.

Cela s'explique par le fait qu'une température d'évaporation plus élevée, bien qu'améliorant les performances thermodynamiques, peut exiger davantage de ressources énergétiques pour être maintenue, ce qui impacte négativement la durabilité globale du système.

Exemple : pour une pression P11=140,82 kPa, l'indice de durabilité diminue de 1,18 à 1,14 lorsque Te passe de 100 °C à 145 °C.

3.3.14 Travail net en fonction de P11 et Te

La figure suivante représente la variation du travail net en fonction de P11[kpa], et Te[°C] de 100°C jusqu'à 145°C, pour Tc=30°C.

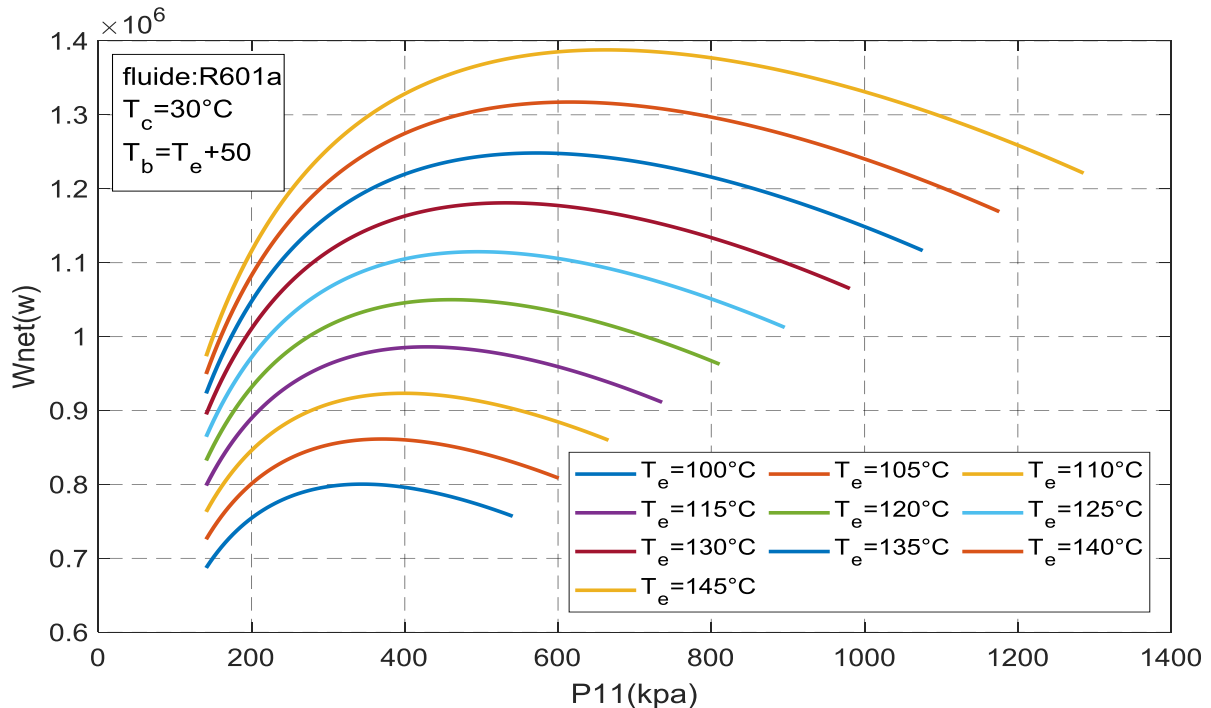


FIGURE 3. 26 travail net en fonction de pression intermédiaire et Te

Le travail net augmente avec la pression jusqu'à atteindre un maximum, puis diminue lorsque la pression continue de croître.

Cette évolution résulte de deux effets :

- L'augmentation initiale s'explique par une meilleure récupération d'énergie dans la bouteille flash, qui compense la réduction de la détente dans la turbine principale.
- La diminution ultérieure est due à l'augmentation des pertes de travail dans la turbine, causée par des irréversibilités croissantes.

Par ailleurs, la température d'évaporation Te influence également le travail net : plus Te est élevée, plus le travail net est important.

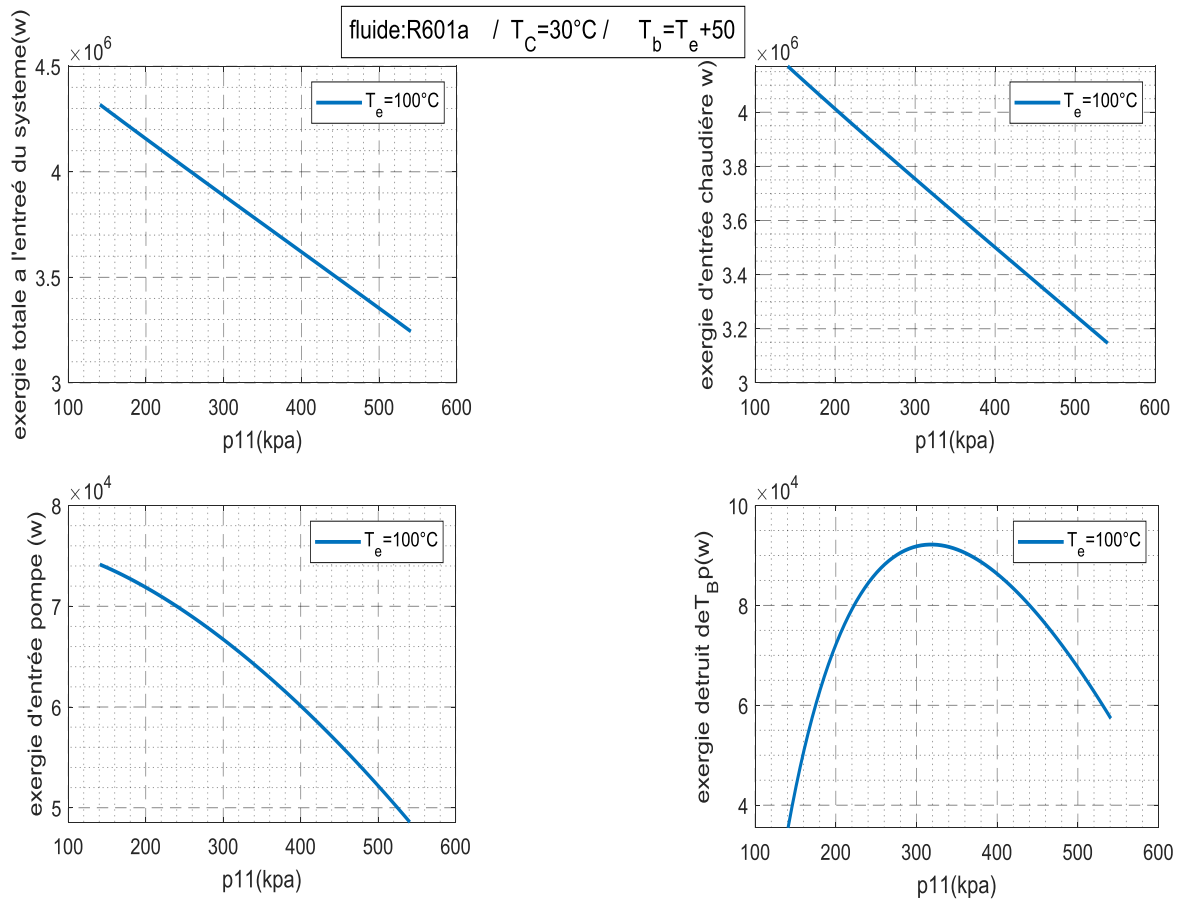
Cela s'explique par l'augmentation de l'enthalpie spécifique du fluide, qui offre davantage d'énergie disponible pour sa conversion en travail mécanique.

Exemple :

Pour : Te=145[°C] le point optimal de travail net Wnet=1.38*10⁶ [w] pour une pression optimale P11=660.82 [kpa]

3.3.15 Variation de l'exergie pour différent organe du système en fonction de T_e et P11

Cette figure présente l'évolution de quatre paramètres du cycle organique de Rankine avec bouteille flash en fonction de la pression P11, pour une température d'évaporation de 100°C est



$T_c=30^\circ\text{C}$ avec le fluide R601a.

FIGURE 3. 27 courbe de variation de l'exergie dans différent composant du cycle

La figure révèle que l'exergie détruite dans l'évaporateur et le condenseur diminue linéairement avec l'augmentation de P_{11} . Cette amélioration résulte d'une meilleure récupération énergétique permise par la bouteille flash à pression plus élevée.

L'analyse paramétrique de l'exergie détruite dans la turbine montre également une diminution avec P11, mais avec une variation moins marquée. Cette tendance indique que l'optimisation de la pression intermédiaire permet de minimiser les pertes exergetique lors de la détente, malgré la réduction du travail de détente disponible.

Cette figure confirme que P11 constitue un paramètre d'optimisation crucial pour améliorer l'efficacité exergetique globale du système. L'ensemble des composants bénéficie de l'augmentation de cette pression, validant l'intérêt thermodynamique de la configuration avec bouteille flash pour minimiser les irréversibilités du cycle.

CHAPITRE 4

L'OPTIMISATION

DES PARAMETRE

DE

FONCTIONNEMENT

DE SYSTEM

4.1 INTRODUCTION

Après avoir validé les performances du système, une étude comparative a été menée avec un système de référence, reconnu pour sa simplicité et son efficacité : le cycle de Rankine simple. Ce dernier suit un cycle classique en quatre étapes : compression, condensation, détente et évaporation.

En comparaison, le système étudié intègre une **bouteille flash** permettant de séparer davantage le fluide de travail en deux phases, une **seconde turbine** destinée à augmenter la production d'électricité, ainsi qu'une **deuxième pompe** chargée de pressuriser le fluide avant son entrée dans l'évaporateur.

L'ajout de la bouteille flash améliore l'efficacité énergétique et exergetique globale du système en récupérant une partie de l'énergie autrement perdue.

Dans cette comparaison, nous analyserons les principes de fonctionnement de chaque configuration, ainsi que les facteurs clés à considérer lors de leur évaluation.

Les paramètres utilisés dans cette étude sont les suivants :

- ❖ Variation de la température d'évaporation $T_e = [100, 105, 115, 120, 125, 130, 135, 140, 145, 150]$
- ❖ Variation de la température de condensation $T_c = [30, 35, 40, 45, 50, 55, 60]$
- ❖ Le fluide frigorigène utilisé est l'i pentane R601a.
- ❖ La température de référence pour l'étude est ($T_0 = 25^\circ$).

4.2 METHODE D'OPTIMISATION JSOA

Le Jumping Spider Optimization Algorithm (JSOA) est un algorithme d'optimisation inspiré du comportement de chasse des araignées sauteuses. Il utilise trois actions principales : chercher, poursuivre et sauter, pour explorer et exploiter efficacement les solutions possibles à un problème. Sans besoin de réglages compliqués, il fonctionne bien sur différents types de problèmes, qu'ils soient simples ou complexes. Testé sur des problèmes mathématiques et réels, le JSOA a montré qu'il est rapide, précis et souvent meilleur que d'autres méthodes similaires. Donc on peut dire que c'est une méthode simple et efficace qui s'appuie sur la

nature pour trouver les meilleures solutions [14], l'algorithme est présenté par les équations suivantes :

$$\vec{P}i(x+1) = \frac{1}{2}(\vec{P}i(x) - \vec{P}r(x)) \quad (4.1)$$

$$\vec{P}i(x+1) = \vec{P}i(x) \tan\left(\frac{\emptyset\pi}{180}\right) - \left(\frac{x\vec{P}i^2(x)}{2V_0^2 \cos^2\left(\frac{\emptyset\pi}{180}\right)}\right) \quad (4.2)$$

$$\vec{P}i(x+1) = P_{best}(x) + walk\left(\frac{1}{2} - \varepsilon\right) \quad (4.3)$$

$$\vec{P}i(x+1) = P_{best}(x) + a(\vec{P}_{best}(x) - \vec{P}_{worst}(x)) \quad (4.4)$$

$$Fitness(i) = \text{norm}(\text{Carnot-eta}) \quad (4.5)$$

$$pheromone(i) = \frac{Fitness_{max} - Fitness(i)}{Fitness_{max} - Fitness_{min}} \quad (4.6)$$

$$\vec{P}i(x) = \vec{P}_{best}(x) + \frac{1}{2}(\vec{P}r_1(x) - (-1)\vec{P}r_2(x)) \quad (4.7)$$

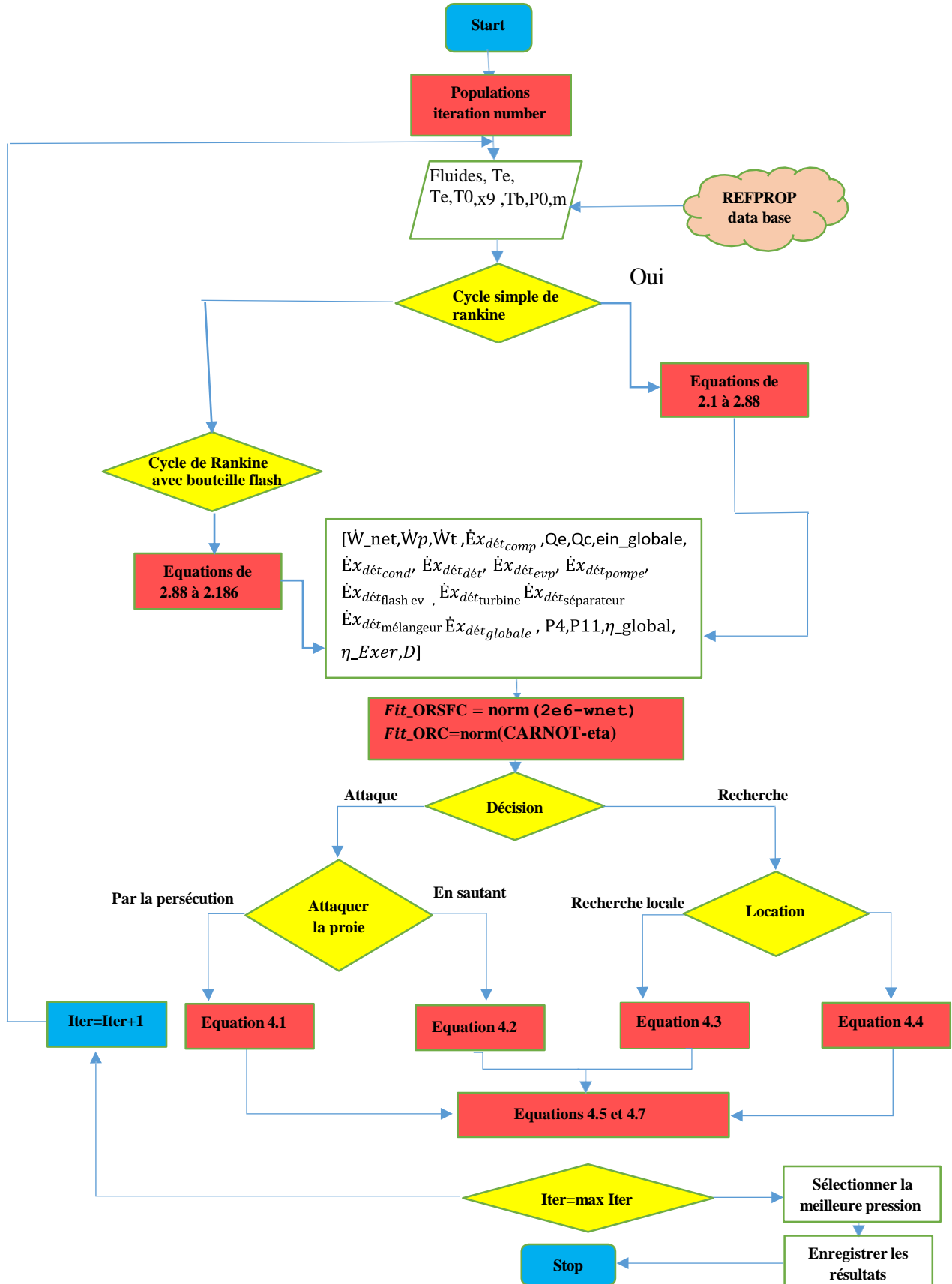


FIGURE 4 -1ORGANIGRAMME D'APPLICATION DE LA METHODE JSOA AU SYSTEME ETUDIE (18)

4.3 CYCLE ORGANIQUE DE RANKINE

4.3.1 VARIATION DU RENDEMENT EN FONCTION DE T_e ET T_c

Cette figure représente la variation du rendement du système en fonction de la température d'évaporation T_e [100°C jusqu'à 150°C] est la température de condensation T_c [30°C jusqu'à 60°C]

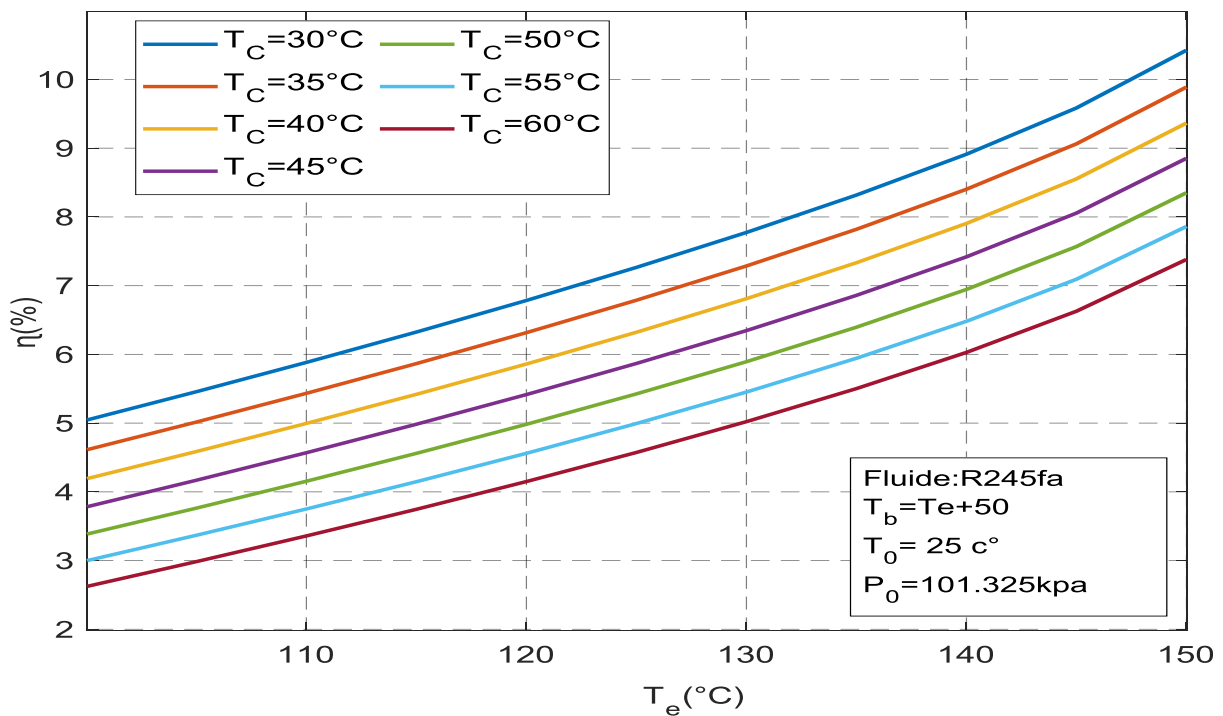


FIGURE 4- 1 variation du rendement en fonction de la température de condensation et la température d'évaporation

On remarque que le rendement du cycle augmente avec la température d'évaporation T_e et diminue lorsque la température de condensation T_c s'élève. Est le meilleur rendement est obtenu pour $T_c = 30^\circ\text{C}$, tandis que le rendement le plus faible est obtenue à $T_c = 60^\circ\text{C}$.

Cela indique qu'il est optimal de travailler avec une température d'évaporation élevée et une température de condensation basse pour maximiser l'efficacité du cycle en utilisant le fluide R245fa.

4.3.2 VARIATION DE P4 EN FONCTION DE Tc et Te

La figure représente la variation de la pression intermédiaire P4 [Kpa] en fonction de la température d'évaporation Te [100°C jusqu'à 150°C] est la température de condensation Tc [30°C jusqu'a 60°C].

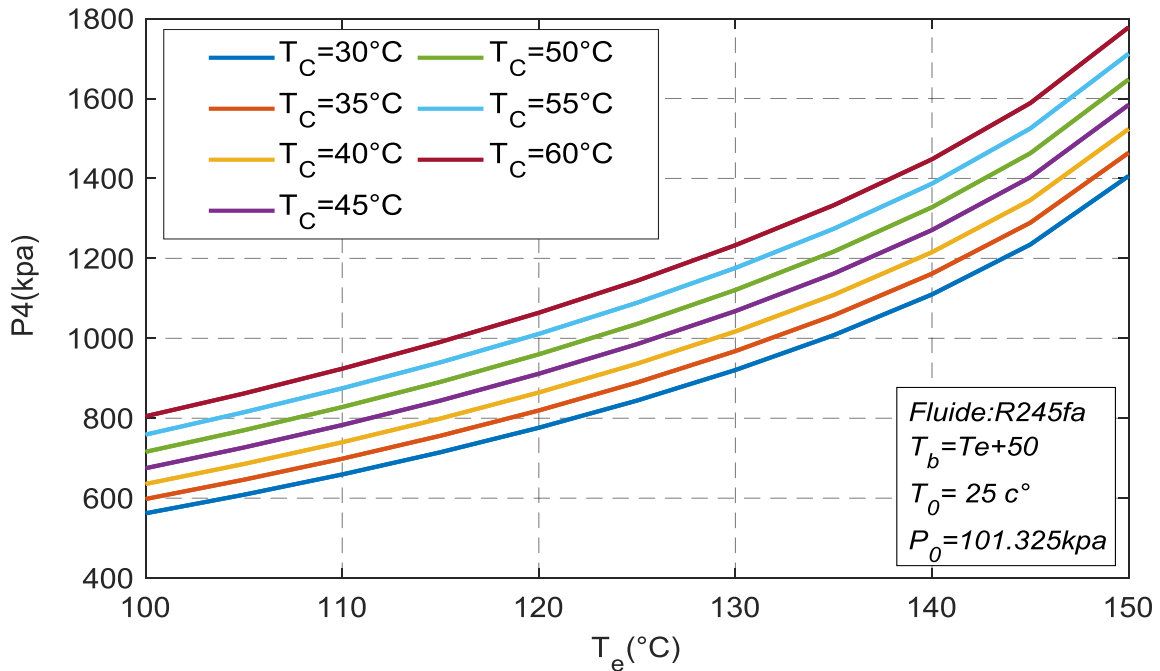


FIGURE 4- 2variation de P4 en fonction de Tc et Te

On observe que la pression P4 augmente avec la température d'évaporation Te pour toutes les températures de condensation Tc. De plus, à température d'évaporation constante, plus la température de condensation est élevée, plus la pression P4 est importante. Par exemple : À Te=150°C et Tc=30°C la pression P4=1400[Kpa], est pour Te=150°C et Tc=60°C la pression P4=1790[Kpa].

Cela signifie que pour optimiser le fonctionnement du cycle avec le fluide R245fa, il suffit de surveiller l'augmentation de P4 lorsque Te et Tc augmentent, car elle est le paramètre essentiel pour améliorer la conception du système.

4.3.3 Variation de l'exergie détruite en fonction de T_c et T_e

La figure représente la variation de l'exergie détruite du système en fonction de la température d'évaporation T_e [100°C jusqu'à 150°C] est la température de condensation T_c [30°C jusqu'à 60°C]

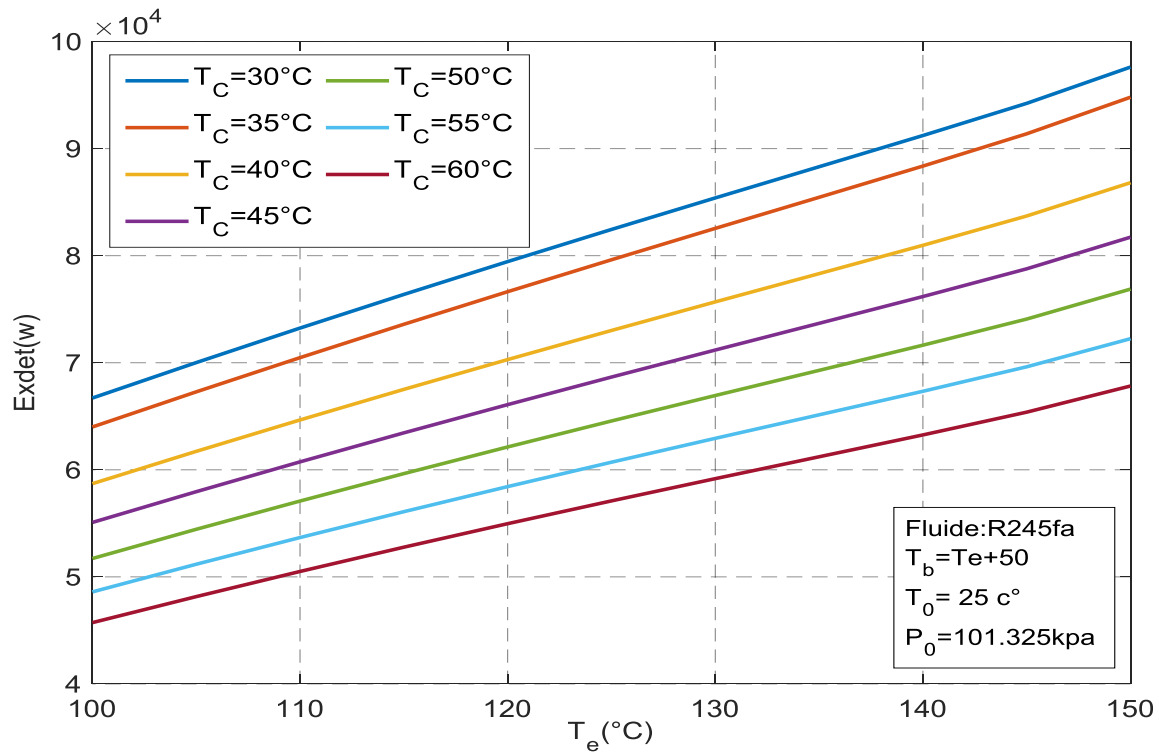


FIGURE 4- 3 variation de l'exergie détruite en fonction de T_c et T_e

Les courbes montrent une relation directement proportionnelle entre la température d'évaporation et l'exergie, avec des valeurs croissant dans l'intervalle [100-150°C]. Les températures de condensation plus faibles conduisent systématiquement à des performances énergétiques supérieures, la configuration optimale est obtenue avec $T_c = 30^\circ\text{C}$, atteignant près de 98 000 (W) à $T_e = 150^\circ\text{C}$.

Cela donc démontrant l'importance du choix de la température de condensation pour maximiser l'efficacité du cycle organique de Rankine.

4.3.4 Variation de travail de la pompe en fonction de T_e et T_c

La figure représente la variation de travail de la pompe du système en fonction de la température d'évaporation T_e [100°C jusqu'à 150°C] est la température de condensation T_c [30°C jusqu'à 60°C]

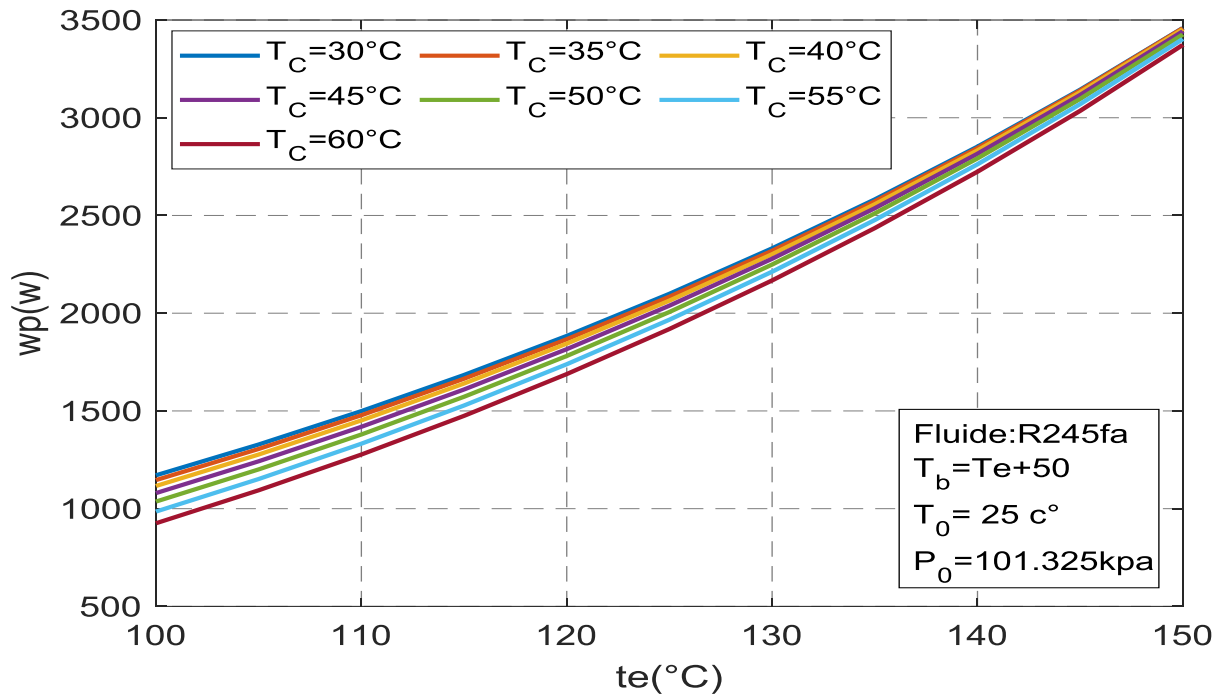


FIGURE 4- 4 Variation de travail de la pompe en fonction de T_e et T_c .

Les résultats obtenus révèlent une croissance du travail de la pompe avec l'augmentation de la température d'évaporation, passant d'environ 1000 [w] à 100°C jusqu'à près de 3500 [w] à 150°C, l'influence de la température de condensation sur le travail de la pompe reste relativement léger avantage pour les températures de condensation plus faibles.

Donc pour des températures d'évaporation élevées, l'optimisation du cycle simple organique de Rankine peut se concentrer davantage sur d'autres paramètres que la température de condensation.

4.3.5 Variation de chaleur absorbée en fonction de T_e et T_c

La figure représente la variation de la chaleur absorbée du système en fonction de la température d'évaporation T_e [100°C jusqu'à 150°C] est la température de condensation T_c [30°C jusqu'à 60°C]

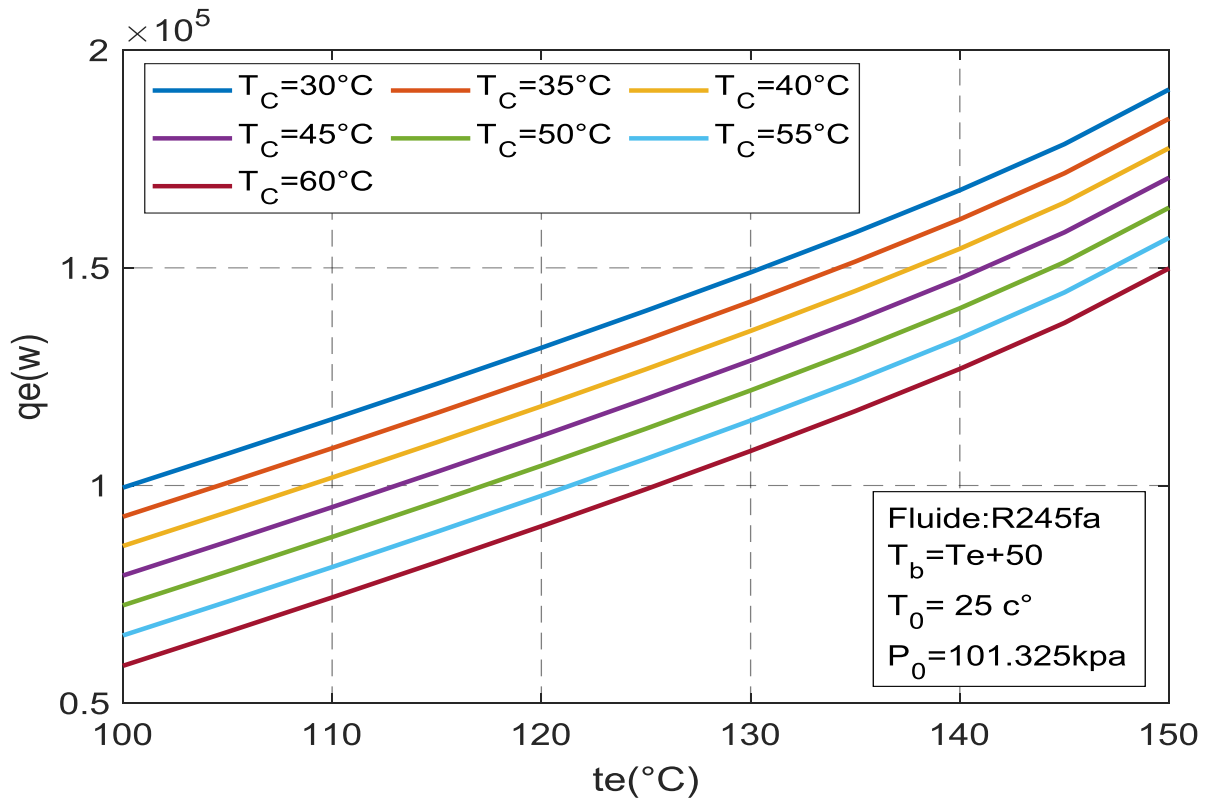


FIGURE 4- 5 variation de Q_e en fonction de T_e et T_c

Les résultats de la figure montrent une croissance de Q_e avec l'augmentation de la température d'évaporation, les valeurs passant d'environ 60 000 à 200 000 W dans l'étude. Les températures de condensation plus élevées favorisent l'absorption de chaleur plus importants à l'évaporateur.

Ces résultats mettent en évidence le compromis fondamental dans l'optimisation du cycle ORC entre la minimisation de la consommation énergétique à l'évaporateur et la maximisation des performances du cycle.

4.3.6 Variation de la chaleur rejetée en fonction de T_e et T_c

La figure représente la variation de la chaleur rejetée du système en fonction de la température d'évaporation T_e [100°C jusqu'à 150°C] est la température de condensation T_c [30°C jusqu'à 60°C]

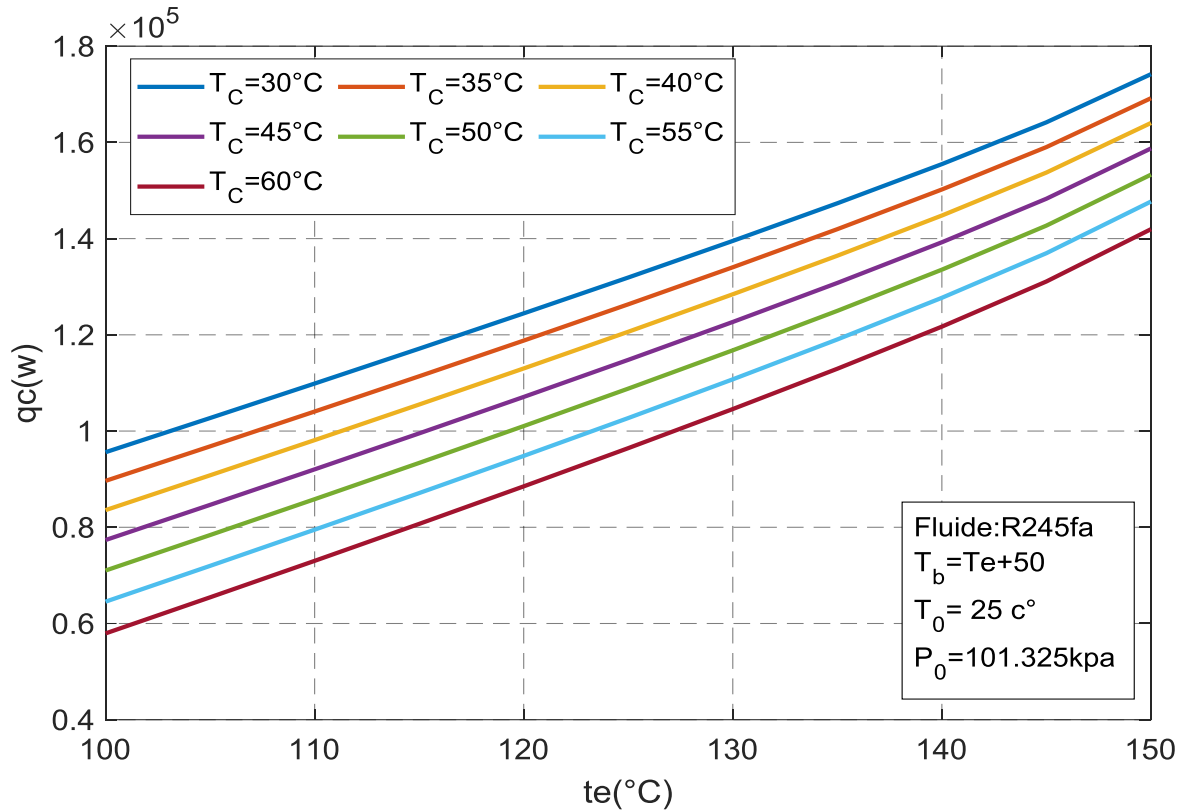


FIGURE 4- 6 VARIATION DE LA CHALEUR EN FONCTION DE T_e ET T_c

Les courbes révèlent une croissance progressive de la chaleur rejetée du condenseur avec l'augmentation de la température d'évaporation, les valeurs s'étendant d'environ 60 000 [w] pour $T_e=100^\circ\text{C}$ et $T_c=60^\circ\text{C}$ à 180 000 [w] pour $T_e=150^\circ\text{C}$ et $T_c=30^\circ\text{C}$. L'influence de la température de condensation suit la même tendance que pour l'évaporateur.

Ces résultats soulignent l'importance d'optimiser simultanément les conditions aux deux échangeurs de chaleur pour maximiser les performances du cycle ORC

4.3.7 Evolution du rendement éxergétique en fonction de T_e et T_c

Cette figure représente la variation du rendement éxergétique du système en fonction de la température d'évaporation T_e [100°C jusqu'à 150°C] est la température de condensation T_c [30°C jusqu'a 60°C]

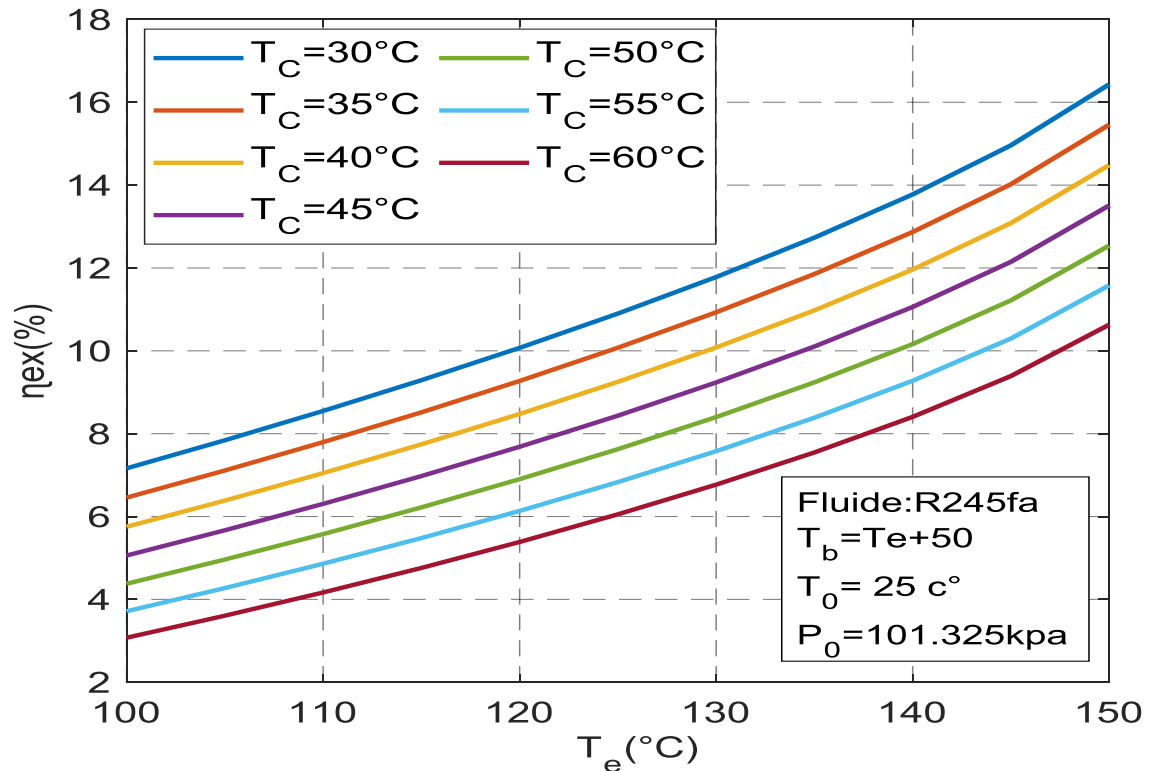


FIGURE 4-7 évolution du rendement éxergétique en fonction de T_e et T_c

Dans la figure suivant les courbes montrent une amélioration continue du rendement éxergétique avec l'augmentation de la température d'évaporation, passant d'environ 3-7% à 100°C jusqu'à 10-17% à 150°C. L'impact de la température de condensation est particulièrement significatif : les températures de condensation plus faibles conduisent à des rendements supérieurs, pour ($T_c = 30$ °C) atteignant près de 17% à $T_e = 150$ °C.

Ces résultats établissent clairement que l'optimisation du rendement éxergétique d'un cycle Organique de Rankine nécessite de maximiser la température d'évaporation tout en minimisant la température de condensation pour réduire les irréversibilités du système.

4.3.8 Impact de la température T_e et T_c sur la pression intermédiaire P4

Ces contours représentent l'évolution de la pression intermédiaire optimale P_4 dans un cycle ORC, en fonction des températures d'évaporation T_e et de condensation T_c , pour le fluide R245a.

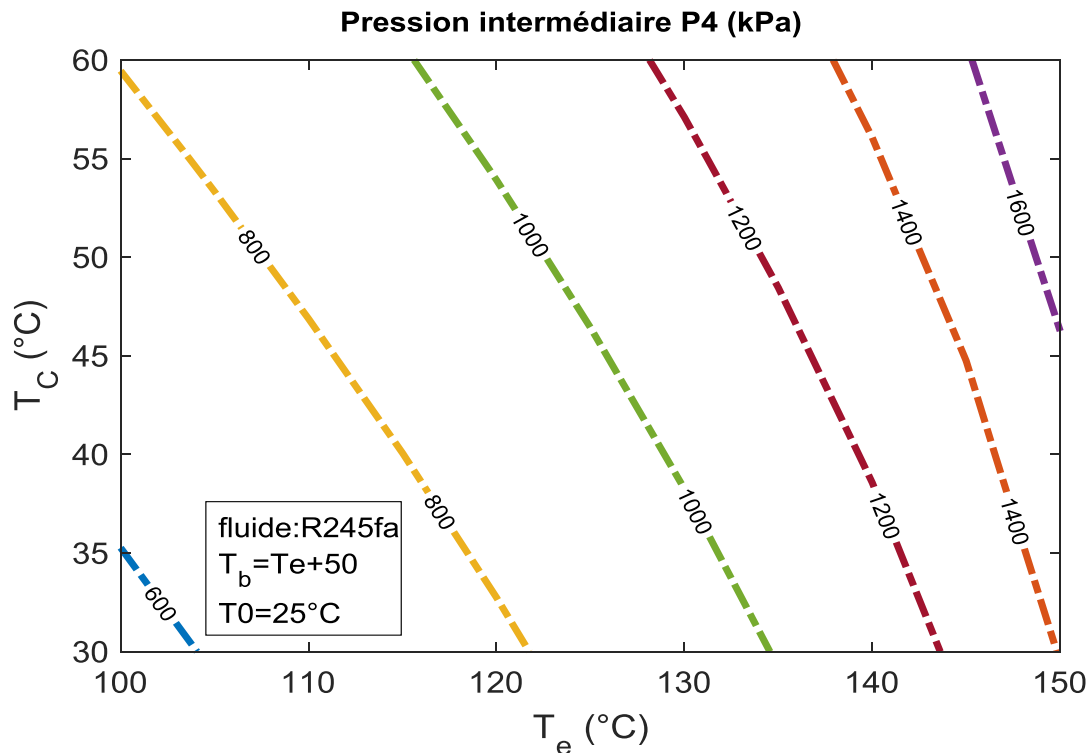


FIGURE 4- 8 Contour de l'exergie détruite globale du cycle théorique avec la variation de T_e et T_c

Les contours illustrent une augmentation progressive de la pression intermédiaire P_{11} avec la température d'évaporation T_e selon l'axe horizontal, tandis qu'une diminution de P_{11} est observée avec l'augmentation de la température de condensation T_c dans la direction verticale. Cette répartition traduit l'optimisation thermodynamique du cycle entre deux niveaux de pression. Positionné entre la haute pression d'évaporation et la basse pression de condensation. Des températures d'évaporation plus élevées entraînent des pressions de saturation plus importantes, ce qui nécessite un ajustement proportionnel de la pression intermédiaire P_4 . À l'inverse, une température de condensation plus élevée réduit l'écart de pression entre les deux étages de détente. Ainsi, on constate qu'une température de condensation plus basse permet de maintenir une pression intermédiaire plus élevée.

4.3.9 Impact de la température T_e et T_c sur rendement énergétique

le contour représente l'évolution du rendement énergétique dans un cycle ORC, en fonction des températures d'évaporation T_e et de condensation T_c , pour le fluide R245a.

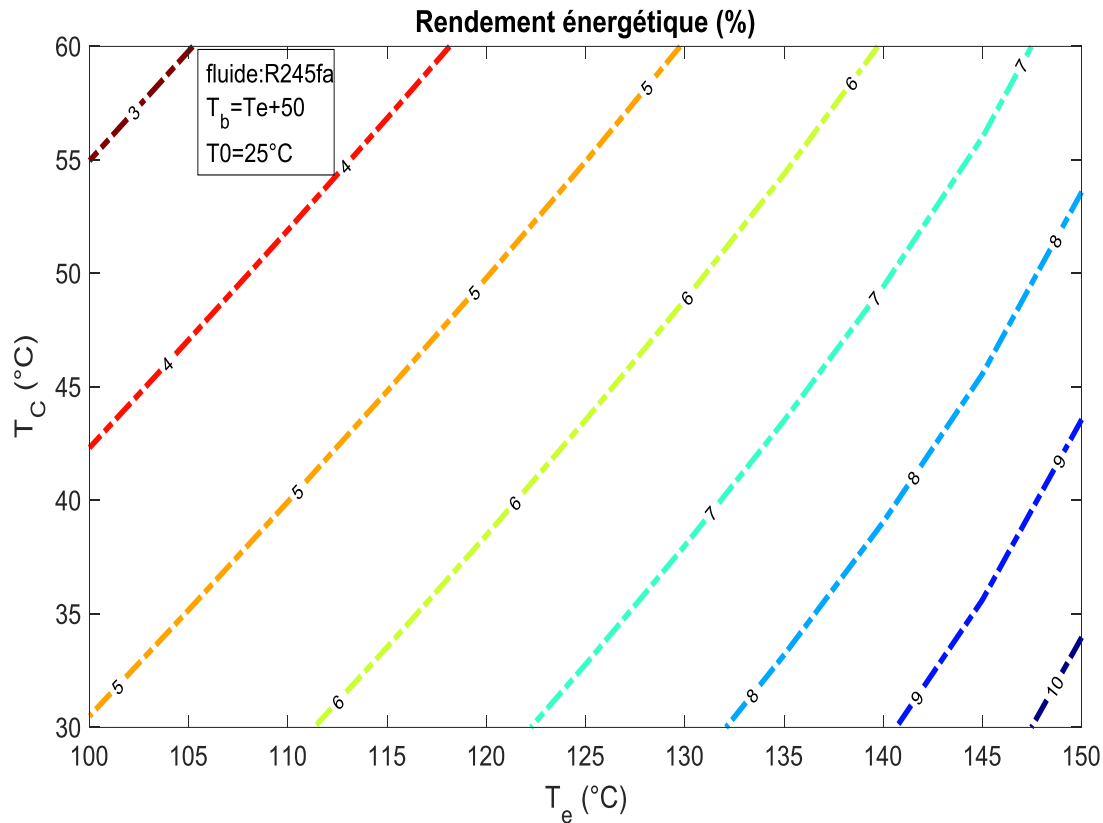


FIGURE 4- 9 Contour du rendement énergétique avec la variation de T_e et T_c

On remarque que le rendement augmente de 3 % à 10 % lorsque la température d'évaporation T_e varie de 100 °C à 145 °C, pour des températures de condensation T_c comprises entre 30 °C et 60 °C.

Cela démontre que l'augmentation de la température d'évaporation améliore l'efficacité thermodynamique du système étudié. Par ailleurs, une surchauffe plus importante évite la condensation dans les turbines et permet de maximiser l'extraction d'énergie.

4.3.10 Rendement éxergétique en fonction de T_e et T_c

La **fig** montre contour l'évolution du rendement éxergétique du cycle ORC utilisant le fluide R245fa en fonction de T_e et T_c .

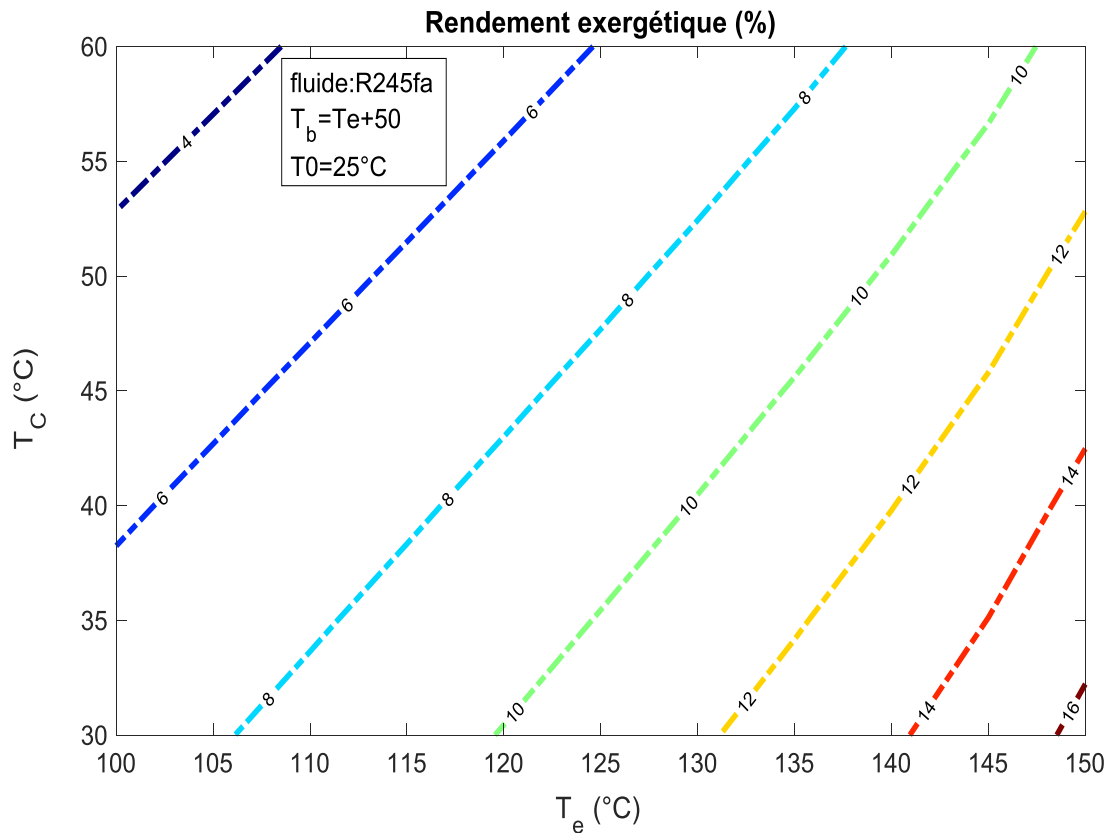


FIGURE 4- 10Contour du rendement éxergétique avec la variation de T_e et T_c

Le contour montre que le rendement éxergétique augmente de 4% à 16% avec l'augmentation de la température d'évaporation $T_e=100$ °C à $T_e=145$ °C et de la température de condensation $T_c=30$ °C à $T_c=60$ °C.

Ce qui nous conduit à constater qu'une température d'évaporation plus élevée augmente la qualité thermodynamique de l'énergie disponible et pour la température de condensation plus élevée réduit les pertes. Donc cette tendance reflète une meilleure utilisation de l'énergie disponible dans le système.

4.3.11 Exergie détruite

Le contour montre l'exergie détruite globale du cycle simple de Rankine en utilisant le R245fa, avec $T_0 = 25^\circ\text{C}$.

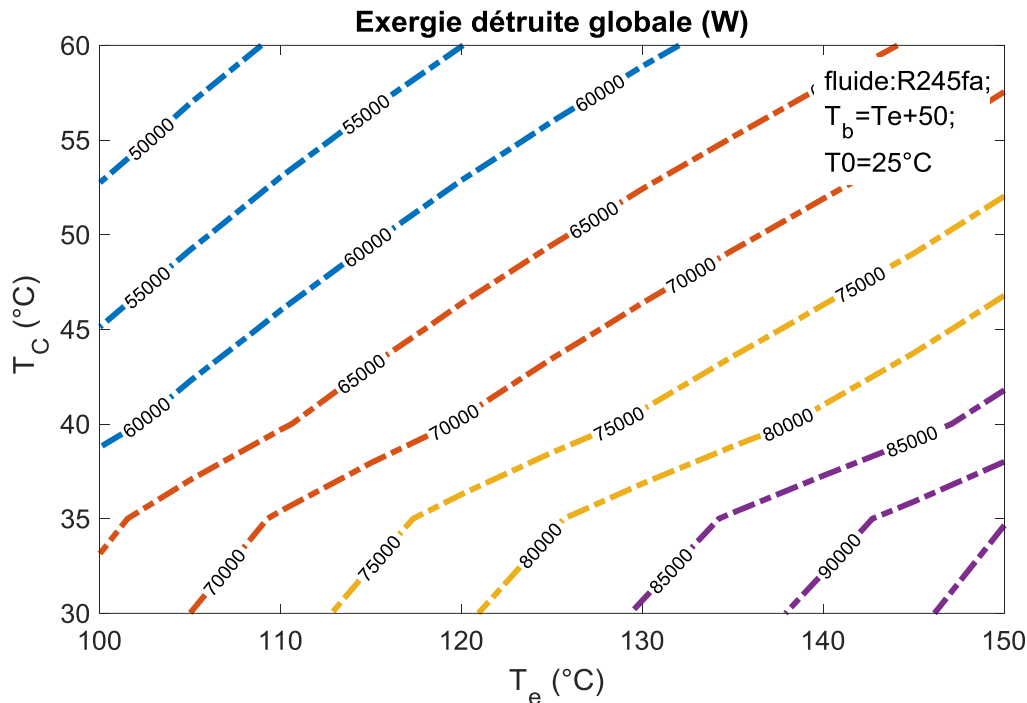


FIGURE 4-1 1 exergie détruit globale en fonction de T_c et T_e

En remarque que l'exergie détruite croît avec la température d'évaporation T_e [$^\circ\text{C}$] sa et due à l'augmentation des débits massiques et des irréversibilités thermiques dans l'évaporateur, et aussi il croît avec la température de condensation T_c [$^\circ\text{C}$] à cause de la réduction d'efficacité du condenseur et de la diminution de l'écart avec la température ambiante.

La zone optimale varie entre [80 000-85 000 [w]] a $T_e = 150$ [$^\circ\text{C}$] et $T_c = 30$ [$^\circ\text{C}$].

L'augmentation de l'exergie détruite avec T_e et T_c indique que les conditions extrêmes génèrent plus d'irréversibilités dans les composants du système même si le rendement théorique peut être meilleur.

4.3.12 Chaleur absorbée part la variation Tc et Te

Le diagramme présente les contours de chaleur absorbée q_e par la variation de T_e et T_c Pour les conditions suivant R245fa où $T_b = T_e + 50[^\circ\text{C}]$ et $T_0 = 25[^\circ\text{C}]$.

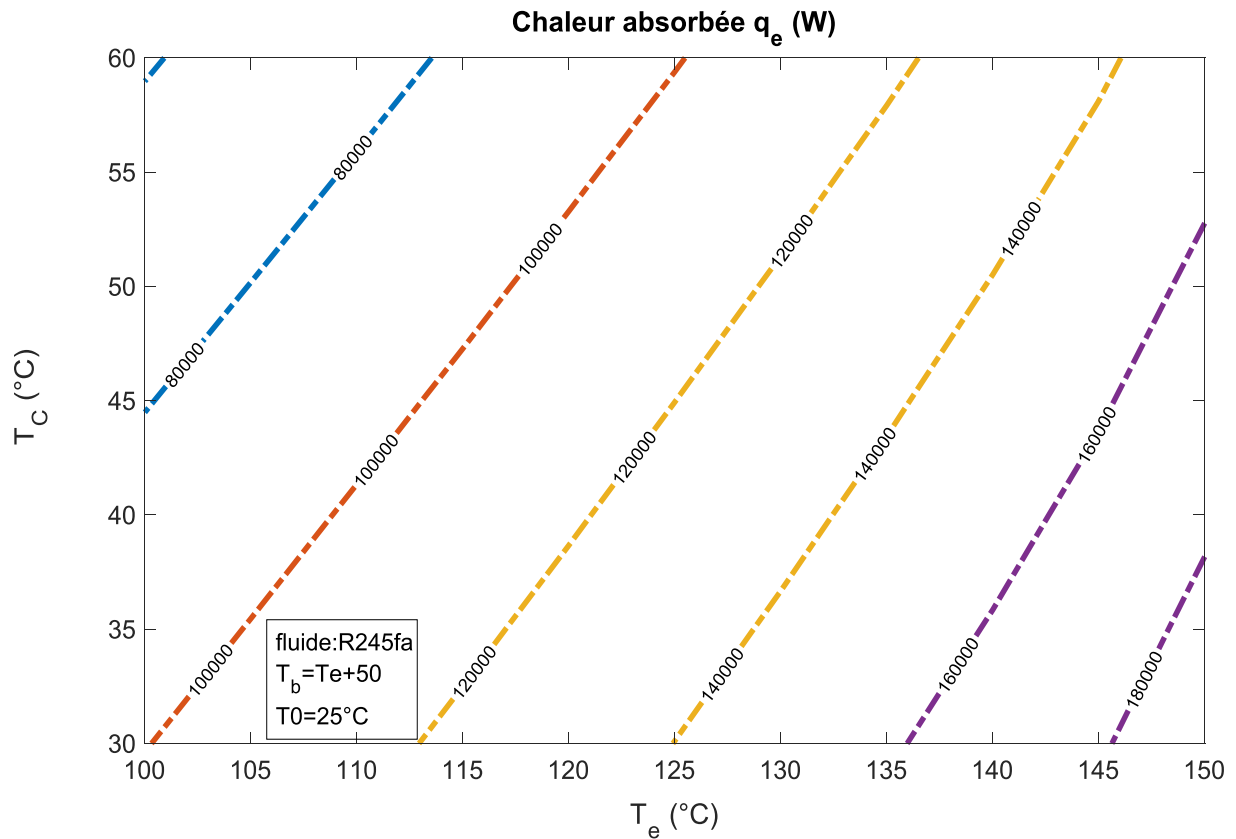


FIGURE 4-1 2variation de Q_e en fonction de T_e et T_c

La chaleur absorbée croît fortement avec la température d'évaporation $T_e[^\circ\text{C}]$ et décroît avec l'augmentation de température de condensation $T_c[^\circ\text{C}]$.

Donc cette augmentation avec T_e [°C] est due à l'augmentation de l'enthalpie spécifique du fluide et des débits massiques nécessaires.

La zone maximale est définie à $T_e=145[^\circ\text{C}]$ et $T_c=30[^\circ\text{C}]$ sa valeur est $Q_e=180000[\text{w}]$.

4.3.13 IMPACT DE LA TEMPERATURE T_e ET T_c sur la chaleur rejetée

La **fig** montre contour l'évolution de la chaleur rejetée du cycle ORC utilisant le fluide R245fa en fonction de T_e et T_c .

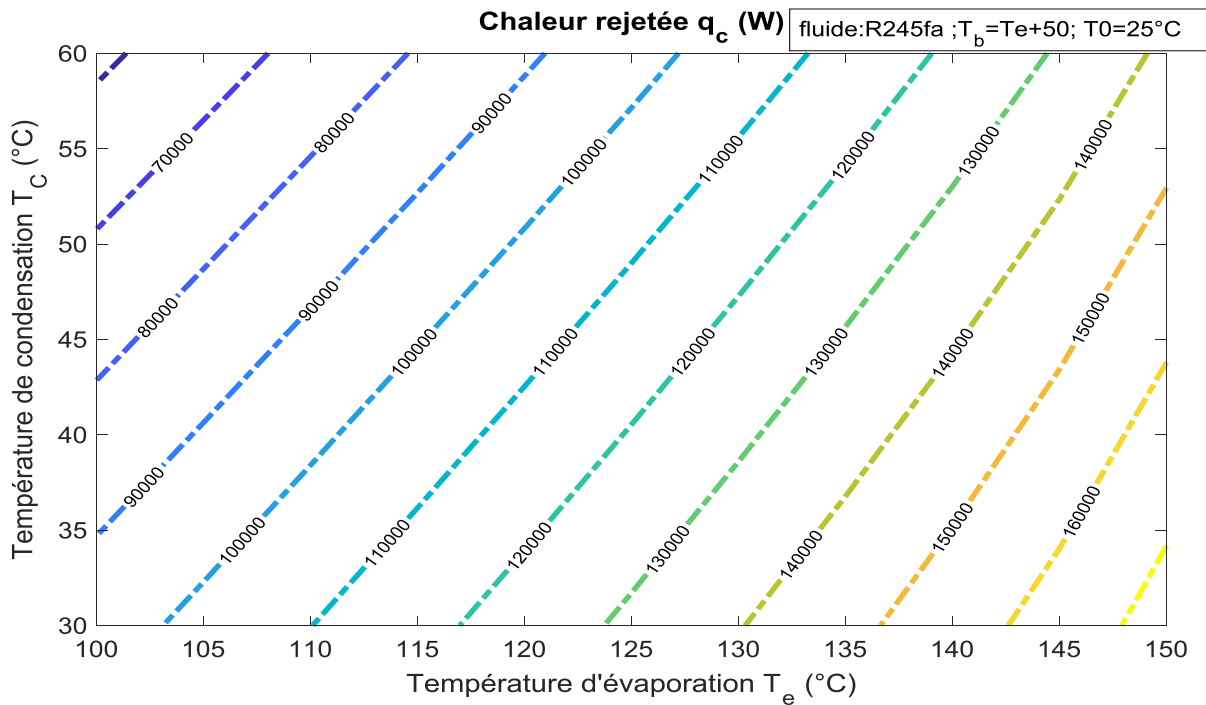


FIGURE 4-1 3 Contour de la chaleur rejetée avec la variation de T_e ET T_c

La chaleur rejetée croît fortement avec la température d'évaporation T_e [°C] et décroît avec l'augmentation de température de condensation T_c [°C].

Donc cette augmentation avec T_e [°C] et due à l'augmentation de l'enthalpie spécifique du fluide et des débits massiques nécessaires.

La zone maximale et définie à $T_e=145$ [°C] et $T_c=30$ [°C] sa valeur est $Q_c=160000$ [w].

4.4 Optimisation de cycle de Rankine avec bouteille flash

4.4.1 Variation de P11 en fonction de Te et Tc

Cette figure présente les résultats d'optimisation du cycle organique de Rankine avec bouteille flash utilisant le fluide R601a (I-pentane). Elle montre l'évolution de la pression optimale P11 en fonction de la température d'évaporation Te pour différentes températures de condensation Tc.

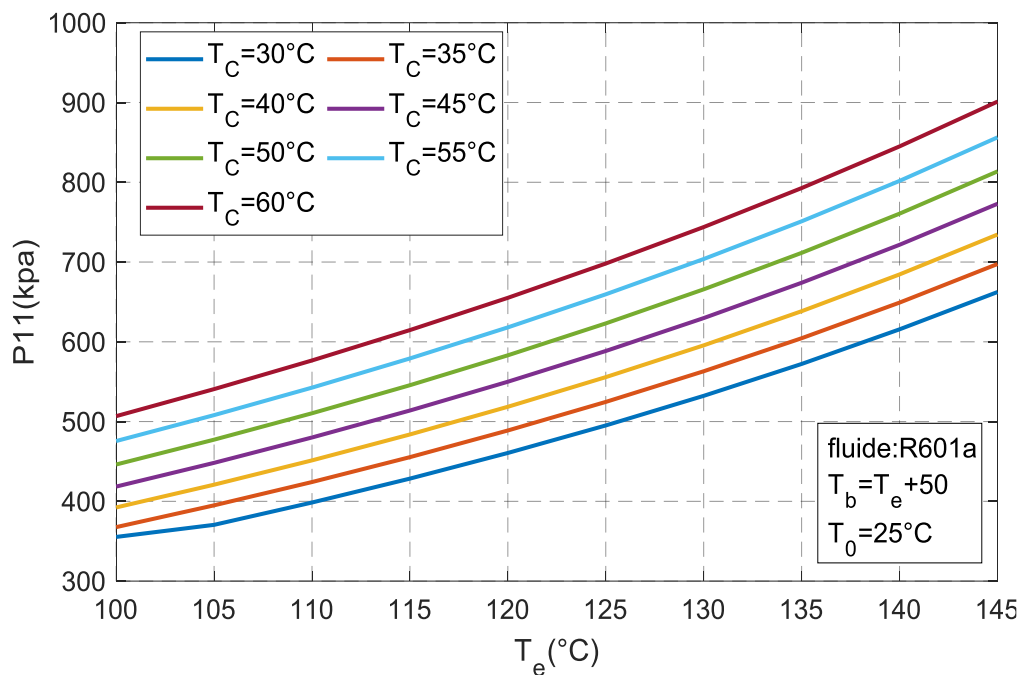


FIGURE 4- 11: résultats de variation de P11 en fonction de Tc et Te

L'augmentation systématique de P11 avec la température d'évaporation Te pour une température Tc fixe s'explique par une relation thermodynamique fondamentale car pour chaque température d'évaporation plus élevée il nécessite une pression plus importante pour maintenir l'équilibre liquide-vapeur du fluide de travail. Est la bouteille flash marque son rôle dans le cycle en récupérant l'énergie de détente du liquide sous-refroidi. Exemple :

- Pour $T_c = 60$ °C la pression atteindra le maximum $P_{11} = 900$ [kpa] pour $T_e = 145$ [°C]

4.4.2 Variation du rendement globale en fonction de T_e et T_c

Cette figure illustre l'évolution du rendement globale η (%) du cycle organique de Rankine avec bouteille flash en fonction de la température d'évaporation T_e , pour différentes températures de condensation T_c , en utilisant le fluide R601a.

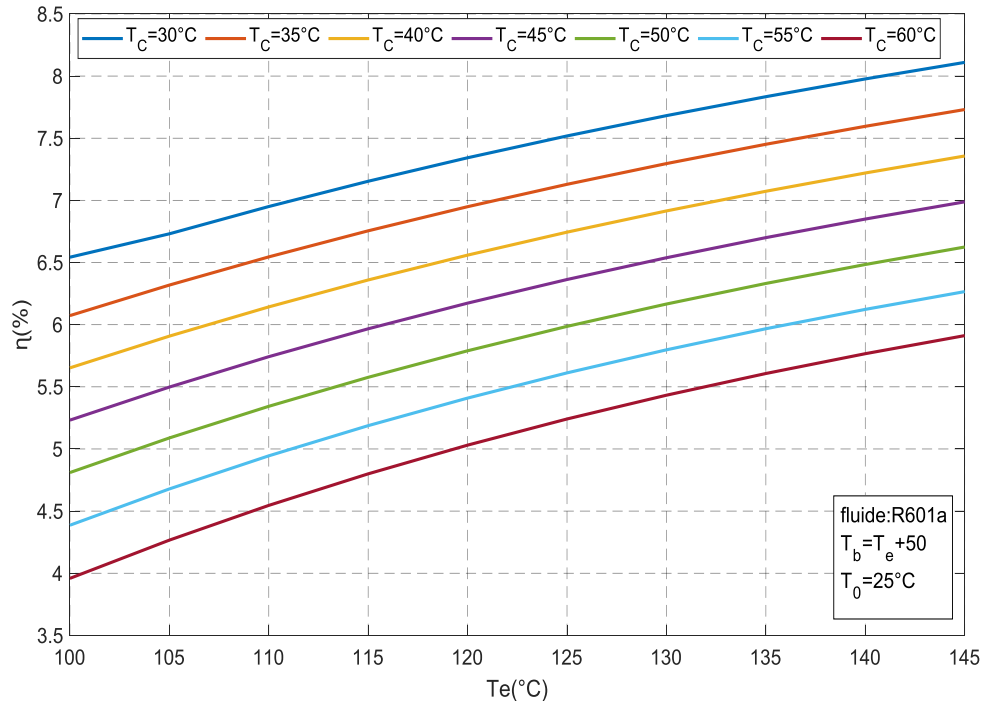


FIGURE 4- 12 l'évolution du rendement globale en fonction de T_e et T_c

L'augmentation linéaire du rendement avec T_e reflète que pour chaque température d'évaporation plus élevée l'apport de chaleur Q_e augmente, améliorant ainsi l'efficacité du cycle et cette amélioration est marquée pour les basses températures de condensation. Pour $T_c = 30^\circ\text{C}$ produit les meilleurs rendements qui est $\eta = 8,2\%$ et $T_c = 60^\circ\text{C}$ donne les plus faibles (environ 6%). Cette hiérarchie s'explique par l'augmentation de la différence de température entre les sources chaude et froide, qui est le paramètre essentiel de l'efficacité thermodynamique est la bouteille flash contribue à ces performances en récupérant l'énergie de détente, permettant d'atteindre un rendement supérieur à celui du cycle simple étudié.

4.4.3 Exergie détruit en fonction de T_e et T_c

Cette figure illustre l'évolution de l'exergie détruite du cycle organique de Rankine avec bouteille flash en fonction de la température d'évaporation T_e , pour différentes températures de condensation T_c , en utilisant le fluide R601a

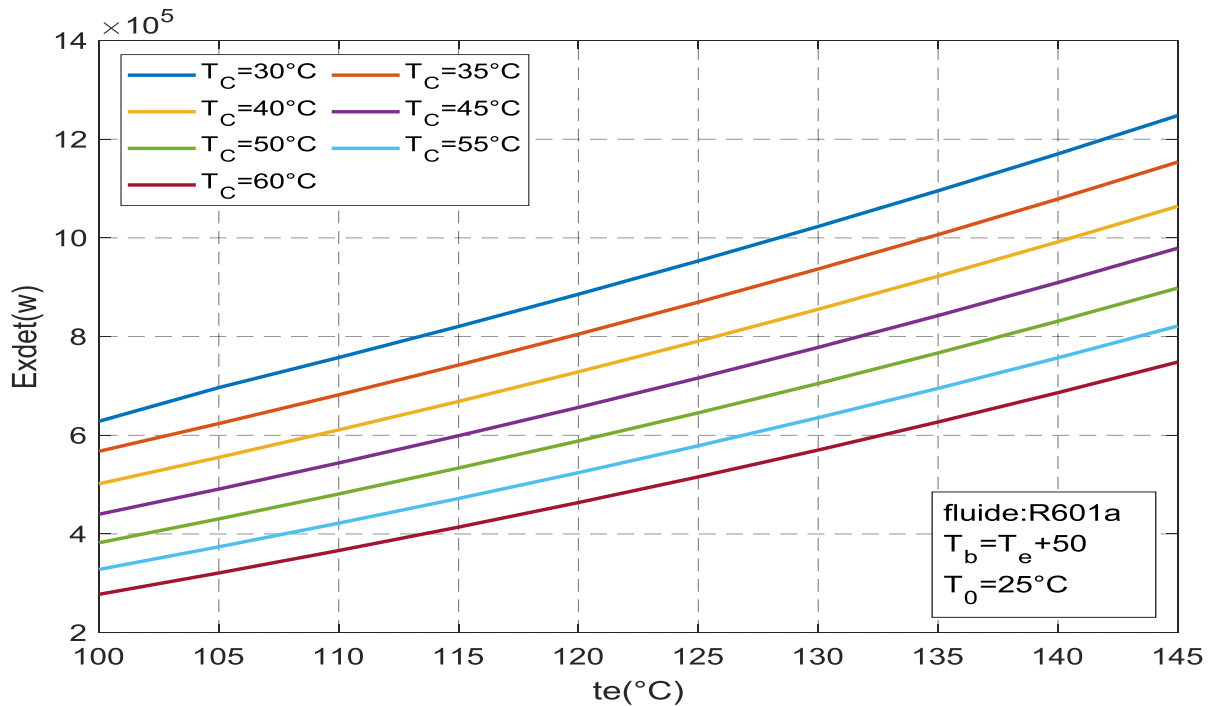


FIGURE 4- 13 l'évolution de l'exergie détruite en fonction de T_e et T_c

L'augmentation de l'exergie détruite avec T_e s'explique par l'augmentation des pertes d'énergie lorsque les températures de fonctionnement augmentent, les différences de température plus grandes dans l'évaporateur et condenseur créent davantage de pertes énergétiques, même si le rendement global du cycle s'améliore. Est pour la température de condensation T_c basses $T_c=30$ [°C] produit plus d'exergie détruite. et la bouteille flash, bien qu'elle améliore l'efficacité globale, et les pertes s'accroissent aux hautes températures d'évaporation est aux basses températures de condensation.

Ce résultat met en évidence le défi de minimiser les irréversibilités tout en maximisant la production d'énergie utile en augmentant la température de condensation T_c .

4.4.4 Evolution de W_p en fonction de T_e et T_c

Cette figure présente l'évolution du travail de la pompe W_p [w] en fonction de la température d'évaporation T_e , pour différentes températures de condensation T_c , en utilisant le fluide R601a.

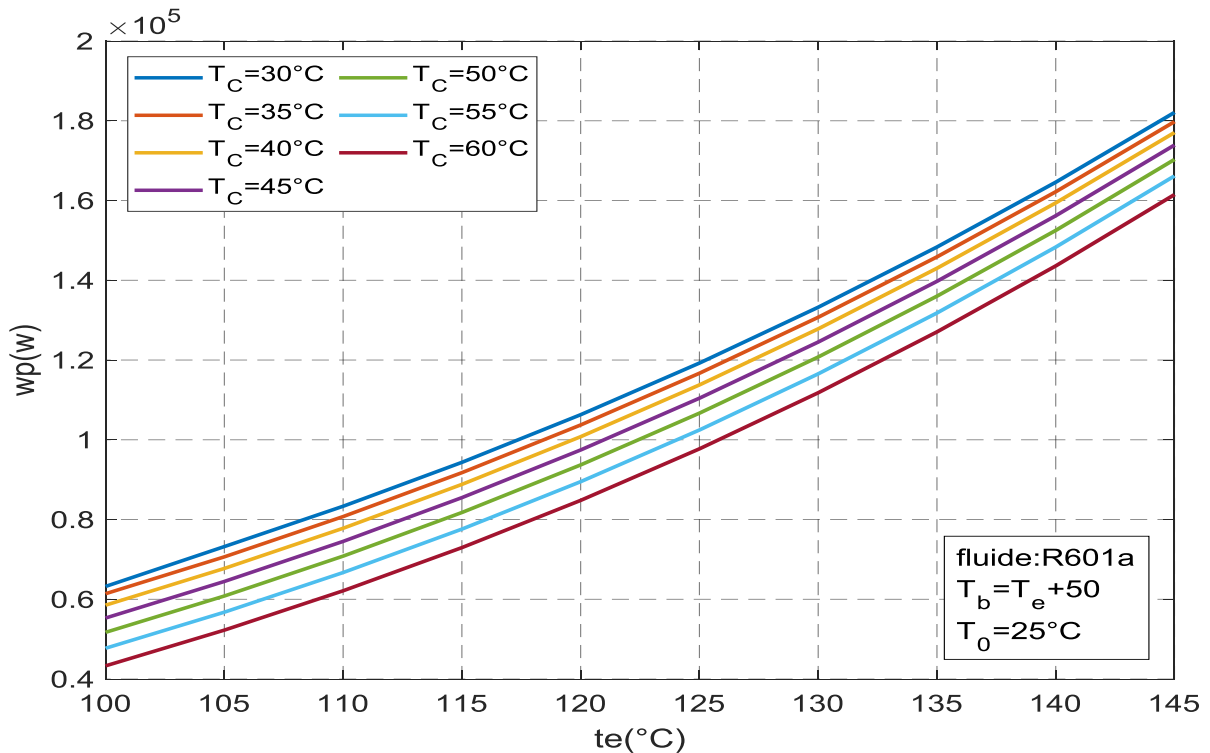


FIGURE 4- 14 évolution de travail des pompes en fonction de T_e et T_c

On constate que l'augmentation exponentielle du travail des pompes avec T_e s'explique par l'élévation de la pression de refoulement nécessaire. Des températures d'évaporation plus élevées correspondent à des pressions de saturation plus importantes, conduisant les pompes à fournir un travail de compression croissant pour amener le fluide de travail de la basse pression de condensation vers la haute pression d'évaporation, mais pour les courbes de T_c révèle un effet inverse car pour les températures de condensation plus basses $T_c=30[^{\circ}\text{C}]$ nécessitent plus de travail de pompage que les températures élevées $T_c=60[^{\circ}\text{C}]$.

Ceci s'explique par l'augmentation de l'écart de pression entre le condenseur et l'évaporateur lorsque T_c diminue, créant une différence de pression plus importante à surmonter, la bouteille flash influence indirectement sur le travail en modifiant les débits et les conditions de fonctionnement optimales du cycle

4.4.5 Travail net en fonction de T_e et T_c :

Le contour représente les résultats de l'optimisation du travail net en fonction de T_e et T_c

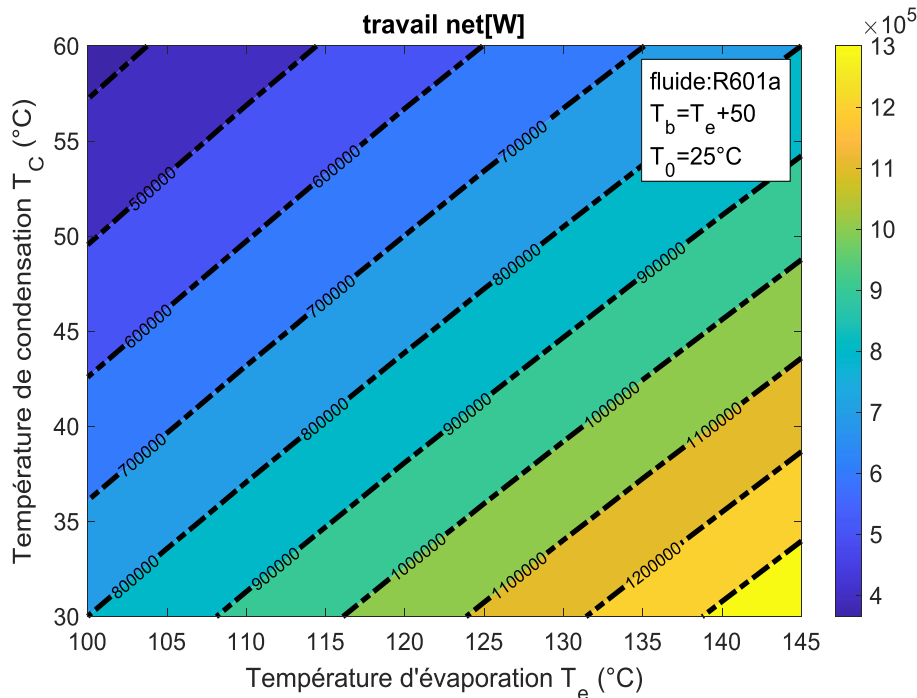


FIGURE 4- 15 représentations de résultats de W_{net} en fonction de T_e et T_c

En remarque que, le travail net augmente de $W_{net}=4 \cdot 10^5$ [w] à $W_{net}=13 \cdot 10^5$ [w] avec l'élévation de la température d'évaporation T_e de 100 à 145[°C] et de la température de condensation T_c de 30 à 60[°C]. La zone optimale de W_{net} est à $T_e=145$ [°C] et $T_c=30$ [°C] donc en distingue qu'un condenseur plus froid crée un plus grand différentiel de pression, améliorant le rendement du cycle, et le travail net augmente avec la température d'évaporation augment l'enthalpie de vaporisation et de la pression de vapeur, permettant une expansion plus énergétique dans la turbine 1 et la bouteille flash Récupérer l'énergie du fluide partiellement détendu pour faire une expansion dans la deuxième turbine donc elle augmente le travail net du système.

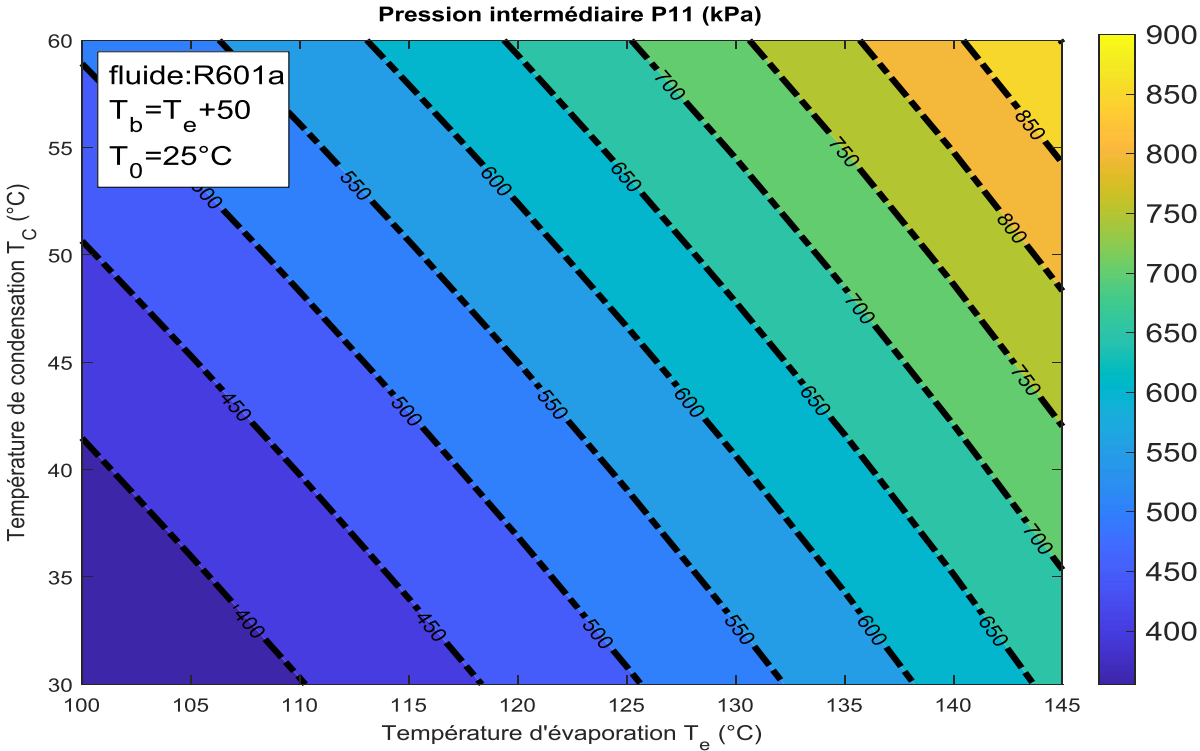
4.4.6 Contour de pression en fonction de T_e ET T_c

Ces contours représentent l'évolution de la pression intermédiaire optimale P_{11} dans un cycle organique de Rankine avec bouteille flash, en fonction des températures d'évaporation T_e et de condensation T_c , pour le fluide R601a

FIGURE 4- 16 contour de la pression intermédiaire on fonction T_c et T_e

Les contours montrent une augmentation progressive de P_{11} avec T_e sur la direction horizontale et une diminution avec T_c en direction verticale. Cette distribution reflète l'optimisation thermodynamique du cycle entre deux niveaux de pression.

La pression intermédiaire P_{11} représente le niveau de pression optimal dans la bouteille flash, situé entre la haute pression d'évaporation et la basse pression de condensation. Et les températures d'évaporation plus élevées génèrent des pressions de saturation plus importantes, nécessitant un ajustement proportionnel de la pression intermédiaire P_{11} . Et la température de condensation T_c fait l'effet inverse optimise l'écart de pression entre les deux étages de détente. Donc en arrive a constaté que la température de condensation plus basse permet de maintenir une pression intermédiaire plus élevée qui maximisant ainsi la récupération d'énergie dans la bouteille flash.



4.5 Comparaison entre le cycle de RANKIN et le cycle avec BOUTEILLE FLASH

4.5.1 Comparaison du rendement exergetique des deux cycles étudié

La figure illustre les changements dans le rendement exergetique des deux systèmes de production d'énergie sous l'influence de la température d'évaporation et de la température de Condensation.

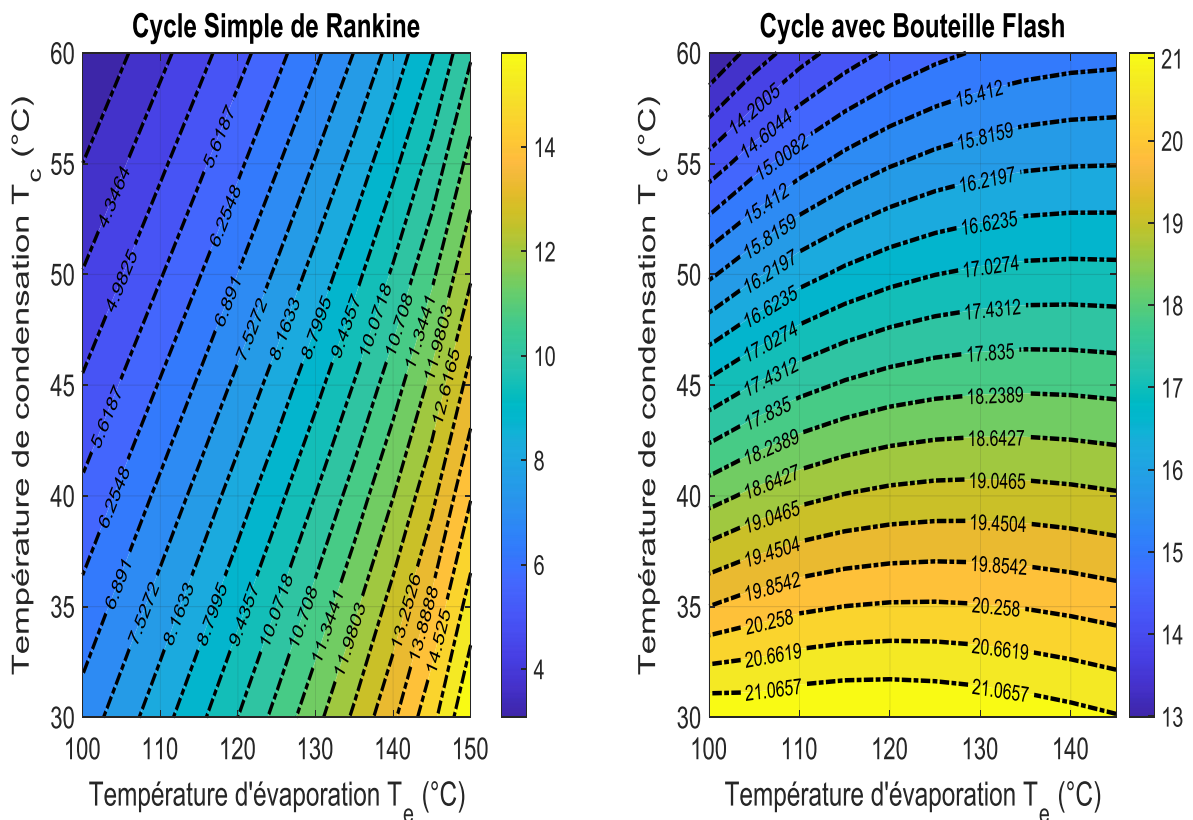


FIGURE 4- 17 variation des rendement exergetique des deux systèmes étudiés

En distingue que Cycle Simple de Rankine le rendement exergetique varie de 4% à 16% et la zone optimale elle est à $T_e = 145[^\circ\text{C}]$ et $T_c = 35[^\circ\text{C}]$ et pour le cycle avec Bouteille Flash le rendement exergetique varie de 13% à 21% sa zone optimale elle est à $T_e = 145[^\circ\text{C}]$ et $T_c = 30[^\circ\text{C}]$.

_ donc il y a une amélioration significative du rendement exergetique de [3 à 5 %] par rapport au cycle simple.

_ Le cycle avec bouteille flash présente un avantage exergetique significatif dans les zones de haute température d'évaporation et basse température de condensation.

_ Cette amélioration résulte d'une meilleure utilisation de l'exergie disponible grâce à la récupération de vapeur flash, réduisant ainsi les pertes thermodynamiques du système. [7]

4.5.2 Comparaison du rendement énergétique des deux cycles étudié

La figure illustre les changements dans le rendement énergétique des deux systèmes de production d'énergie sous l'influence de la température d'évaporation T_e [°C] et de la température de condensation T_c [°C].

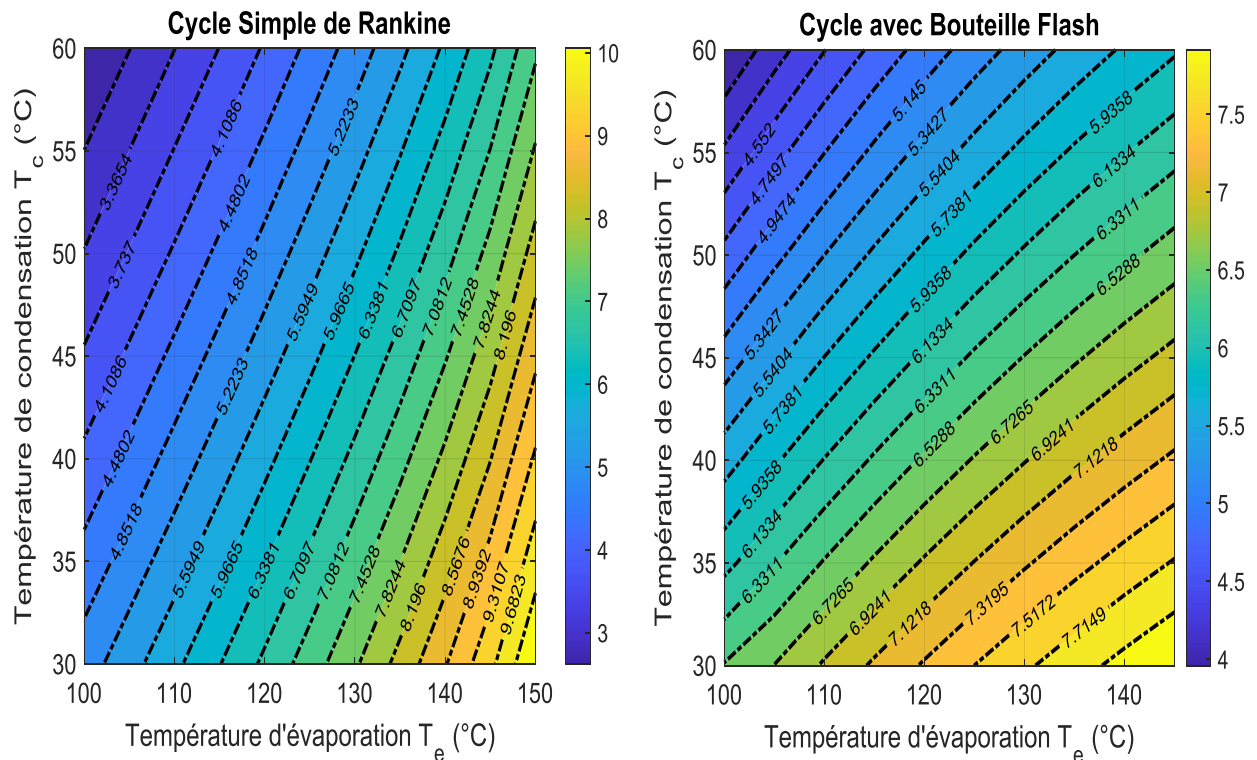


FIGURE 4- 18comparaison des rendements théoriques des cycles étudiés

Le contour des rendements théoriques montre que, pour les deux cycles simples et avec bouteille flash que le rendement augmente avec la température d'évaporation T_e [°C] et diminue avec la température de condensation T_c [°C].

- Cela signifie qu'une source plus chaude et une source plus froide améliorent la conversion d'énergie.
- Le cycle simple présente un rendement maximal plus élevé il est presque de 10%.
- Le cycle avec bouteille flash présente un rendement inférieure au rendement du cycle simple il est environ de 8%.
- Le cycle avec bouteille flash offre une meilleure récupération de chaleur résiduelle par rapport au cycle simple et stabilisant ainsi le rendement.[7]

- La bouteille flash optimise la récupération d'énergie sans forcément augmenter le rendement maximal.

4.6 Validation du résultat obtenue

Notre étude est validée par l'article de **T. Li et al.** Dans ce travail, nous avons appliqué les conditions décrites dans cet article à notre programme de simulation sous MATLAB R2021a, couplé à REFPROP. Les résultats obtenus pour ces conditions sont présentés dans les deux tableaux suivants :

- Fluide : R601a
- Température d'évaporation. $T_e = 90[^\circ\text{C}]$.
- Température flash : $T_f = 60[^\circ\text{C}]$.
- Le titre de la vapeur a la sortie de l'évaporateur $X=0.4$.

State point	Temperature (°C)	Pressure (kPa)	Specific enthalpy (kJ/kg)	Mass flow rate (kg/s)	Quality (—)
1	90.00	578.61	440.10	19.93	1
2	61.42	129.00	402.01	19.93	Superheating
3	35.00	129.00	354.24	27.22	1
4	35.00	129.00	16.58	27.22	0
5	30.00	129.00	5.01	27.22	Subcooling
6	30.65	578.61	6.85	27.22	Subcooling
7	60.46	578.61	77.94	22.61	Subcooling
8	44.44	578.61	39.10	49.83	Subcooling
9	90.00	578.61	153.77	49.83	0
10	90.00	578.61	268.30	49.83	0.4
11	90.00	578.61	153.77	29.90	0
12	60.00	273.13	393.03	7.29	1
13	60.00	273.13	153.77	29.90	0.24
14	60.00	273.13	76.62	22.61	0
15	46.51	129.00	374.72	7.29	Superheating
16	57.48	129.00	394.70	27.22	Superheating

FIGURE 6- 1 tableau des résultats obtenue dans l'article de **T. Li et al.** [7]

State point	Temperature (°C)	Pressure (kPa)	Specific enthalpy (kJ/kg)	Mass flow rate (kg/s)	Quality (—)
1	90.00	578.61	440.0996	20	1
2	60.35	129.75	402.45	20	<u>Surchauffe</u>
3	/	/	/	/	/
4	/	/	/	/	/
5	32.00	128.99	9.62	26.56	<u>Surchauffe</u>
6	32.65	578.61	11.469	26.56	<u>Surchauffe</u>
7	47.59	578.61	46.62	50	<u>Surchauffe</u>
8	/	/	5/	/	/
9	90.00	578.61	268.398	50	0.4
10	90.00	578.61	153.765	30	0
11	60	300.18	153.765	30	0.22
12	60.00	300.18	398.17	6.56	1
13	48.20	128.99	377.755	6.56	/
14	58.19	128.99	396.019	26.56	
15	60	300.18	85.255	23.44	0
16	63.90	578.61	86.468	23.44	<u>Surchauffe</u>

FIGURE 6- 2 : résultats obtenus par notre étude en utilisant les conditions de l'article

En remarque que les températures et la pression obtenue dans notre code sont très proches, avec des différences minimales par exemple :

Pour le point 2 : $T_2=61.42$ [°C] et $P_2=129.00$ [kPa] dans nos résultats $T_2= 60.35$ [°C] et $P_2= 129.75$ [kPa].

Aussi même pour l'enthalpie les écarts sont très faibles sont inférieurs à 0.5 [kJ/kg], et si la même chose pour les autres paramètres du tableau ce qui résulte qu'une correspondance entre nos résultats et ceux de l'article de T. Li et al.

Cette comparaison démontre que notre modèle de simulation sur MATLAB couplée avec REFPROP est fiable et valide pour les conditions étudiées dans l'article.

Donc cela renforce la crédibilité de notre étude et permet d'avancer avec confiance dans notre analyse.

4.6.1 Calcul de l'erreur relative :

L'erreur relative est calculée par l'équation suivant :

$$erreur_{relative} = [(resultats\ obtenue - resultats\ de\ l'article) / resultats\ de\ l'article]$$

Le rendement calculé dans la **table 14** de l'article pour les conditions suivant :

- Fluide : R601a
- Température d'évaporation. $T_e = 79[^\circ\text{C}]$.
- Température flash : $T_f = 65[^\circ\text{C}]$.
- Le titre de la vapeur a la sortie de l'évaporateur $X=0.3$

Sa valeur est $\eta = 4.28\%$ dans notre programme de simulation est trouvée pour les conditions de l'article comme suit $\eta = 4.56\%$.

Dans le tableau suivant, nous présentons les résultats de l'erreur relative concernant la pression, l'enthalpie et le rendement :

	Pression	Enthalpie	Rendement
L'erreur relative [%]	1.67	1.44	6.62

Les résultats de validation du modèle et du calcul d'erreur relative du système ORSFC qui sont montrés dans les Tableau :

Confirme que notre simulation fonctionne dans des conditions de fonctionnement idéales.

De plus, l'erreur entre les résultats calculés du système ORSFC et les résultats de l'article de référence n'as pas dépassée les 6,62%, donc elle est dans la plage acceptable de la recherche scientifique, ce qui confirme l'exactitude du modèle établi dans ce manuscrit. [7].

4.7 Conclusion

Cette étude compare le cycle simple de Rankine et le cycle de Rankine avec bouteille flash utilisant le R601a (i-pentane) pour la bouteille flash et le R245fa pour le cycle simple, mettant en évidence des conclusions clés pour leur optimisation thermodynamique. En a arrivé à des résultats suivant pour le cycle simple :

- ❖ Le rendement énergétique varie entre 3 % et 10 % selon les conditions de température (T_e : 100-150 [°C], T_c : 30-60 [°C]). Le rendement exergetique atteint 16 % dans les conditions optimales ($T_e = 150$ °C, $T_c = 30$ °C), confirmant l'importance d'un écart thermique élevé entre sources chaude et froide.

Et pour le cycle organique de Rankine avec bouteille flash :

Bien que son rendement énergétique maximal et légèrement inférieur (8 % contre 10 %).

- ❖ Ce cycle améliore l'efficacité exergetique de 15% pour le cycle simple à 21 % pour la bouteille flash, grâce à la récupération d'énergie résiduelle.
- ❖ L'optimisation par JSOA (Jumping Spider Optimization Algorithm) a permis de déterminer les paramètres optimaux, notamment la pression intermédiaire P11.

Donc en conclue que :

Le Cycle simple de Rankine : Avantages en simplicité, rendement énergétique plus élevé.

Cycle de Rankine avec bouteille flash : Meilleure utilisation de l'exergie, performance exergetique supérieure et récupération d'énergie meilleur.

L'étude a été validé par les résultats de l'article réalisée par **T. Li et al**, en 2021.

Conclusion générale

Conclusion Générale

Ce mémoire a permis d'approfondir l'étude du cycle organique de Rankine (ORC), en mettant particulièrement l'accent sur l'intégration d'une bouteille flash visant à améliorer ses performances. À travers une revue détaillée des principes thermodynamiques, de l'évolution historique de cette technologie et des critères de sélection des fluides de travail, nous avons souligné l'importance de l'optimisation pour maximiser l'efficacité énergétique et exergetique des systèmes ORC, notamment dans le contexte de valorisation des sources de chaleur à basse et moyenne température.

Les analyses numériques réalisées, associées à des méthodes d'optimisation avancées telles que l'algorithme JSOA, ont permis d'identifier des conditions opératoires optimales. La comparaison entre le cycle classique et celui intégrant une bouteille flash a révélé que ce dernier améliore significativement le rendement global, en facilitant un meilleur transfert thermique et en réduisant les pertes. En particulier, le cycle avec bouteille flash présente une meilleure capacité à exploiter des sources de chaleur de faible qualité, tout en étant plus économiquement rentable et durable.

En conclusion, l'intégration de la bouteille flash dans le cycle organique de Rankine constitue une avancée prometteuse pour le développement de systèmes énergétiques plus efficaces, flexibles et respectueux de l'environnement. Ces résultats ouvrent la voie à des recherches futures portant sur l'optimisation des composants, la sélection des fluides et l'intégration de ces cycles dans des réseaux énergétiques intelligents, contribuant ainsi à la transition énergétique vers des sources renouvelables et moins polluantes.

Références bibliographique

- [1] Hebei Technological Innovation Center of Ground Heat Pump, Cangzhou, 061599, China
Silver City Development and Reform Commission, Silver City, 730999, China.
- [2] Van Long LE, Étude de la faisabilité des cycles sous-critiques et supercritiques de Rankine pour la valorisation de rejets thermiques, Ecole Doctorale 409 EMMA : Energie Mécanique et Matériaux
- [3] M. Hamzaoui. Polycopié de cours machines thermiques destiné aux étudiants de master I énergétique. Université mouloud Mammeri Département génie mécanique. 2021
- [4] Bofei Huang, Yucheng Fang, Zheng Miao, Jinliang Xu, Thermodynamic analysis and optimization of the TI-PTES based on ORC/ OFC with zeotropic mixture working fluids. *Journal of Energy Storage*. <https://doi.org/10.1016/j.est.2024.113669> .
- [5] Ying Chen, Yuxuan Liu, Eun-Young Nam, Yang Zhang, Aida Dahlak, Energy, Exergoeconomic and exergoenvironmental analysis and optimization of an integrated double-flash-binary geothermal system and dual-pressure ORC using zeotropic mixtures; multi-objective optimization. *Energy* 283 (2023). <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.128367> .
- [6] Mingtao Wang, Lin Qu, Huanwei Liu, Pengji Chen, Xuan Wang, Energy, Performance improvement analysis of the regenerative dual-pressure organic flash cycle assisted by ejectors. *Energy* 297(2024)131205. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.131205>
- [7] Tailu Li, Haiyang Gao, Xiang Gao, Synergetic mechanism of organic Rankine flash cycle with ejector for geothermal power generation enhancement. *Journal of Cleaner Production* 375 (2022) 134174. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2022.134174> .
- [8] Tailu Li, Yao Zhang, Xuelong Li, Ye Yuan, Renewable Energy, Techno-economic comparison of organic fluid between single- and dual-flash for geothermal power generation enhancement. *Renewable Energy* 223 (2024) 120917. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2024.120917>
- [9] Ho Yong Lee, Sang Hee Park, Kyoung Hoon Kim, Applied Thermal Engineering, Comparative analysis of thermodynamic performance and optimization of organic flash cycle (OFC) and organic Rankine cycle (ORC). *Applied Thermal Engineering* 100 (2016) 680–690. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2022.134174> Get rights and content.
- [10] Tailu Li, Haiyang Gao, Xiang Gao, Nan Meng, Applied Thermal Engineering, Thermodynamic performance comparison of organic Rankine flash cycle with and

- without ejector for geothermal power output. *Applied Thermal Engineering* 214 (2022) 118846. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118846>.
- [11] Muhammad Hadi Taheri, Utku Seker Mousa Mohammadpourfard, Gulden Gokcen Akkurt, *Sustainable Cities and Society*, Design, evaluation, and optimization of an integrated proton exchange membrane and double flash geothermal based organic Rankine cycle multi-generation system fed by a biomass-fueled gasifier. *Sustainable Cities and Society* 101 (2024) 105126. <https://doi.org/10.1016/j.scs.2023.105126>
- [12] , Panagiotis Grammelis, Grigorios Itskos, Panteleimon Bakalis, Nikolaos Nikolopoulos , *Thermal Science and Engineering Progress*, Energy, exergy, and economic comparison of ORC with quasi-isothermal expansion with other ORC designs for low-grade waste heat recovery. *Thermal Science and Engineering Progress* 55 (2024) 103010 . <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2024.103010>
- [13] Tailu Li, Yao Zhang, Xuelong Li, Ye Yuan, *Renewable Energy*, Techno-economic comparison of organic fluid between single- and dual-flash for geothermal power generation enhancement. September(2024),120917. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2024.120917>
- [14] Hernán Peraza-Vázquez, Adrián Peña-Delgado, Prakash Ranjan, Chetan Barde 3, Arvind Choubey 3 and AnaBeatriz Morales-Cepeda, ABio-Inspired Method for Mathematical Optimization Inspired by Arachnida Salticidade. *Mathematics* 2022, 10, 102. <https://doi.org/10.3390/math10010102>
- [18] M. Hamzaoui, S. Tiachacht, A. Hadiouche. Optimization of a three-stage cascade refrigeration system operating with natural refrigerants to produce low temperatures by applying a bio-inspired method. *Thermal Science and Engineering Progress* 50 (2024) 102519. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2024.102519>